

VŠB – Technická universita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

# Diplomová práce

2021

Bc. Jan Horák

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

# **Návrh převodovky pro závodní vozidlo**

Design of Gearbox for Racing Vehicle

Student:  
Vedoucí práce:

Bc. Jan Horák  
Ing. Jakub Šmíraus Ph.D

## Anotace diplomové práce

HORÁK, Jan. *Návrh převodovky pro závodní vozidlo u.* Institut Dopravy, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava. 68 stran, 37 obrázků. Vedoucí práce: Ing. Jakub Šmiraus Phd.

Diplomová práce se zabývá návrhem převodovky pro závodní vůz – monopost soutěže Formula Student. V teoretické části popisují rozdělení převodovek, princip jejich funkce a ovládání. V praktické části jsem provedl rozbor současného řešení na základě dat z telemetrie. Následně navrhuji možná řešení, z nich vybírám maximálně vhodné a pro něj sestavuji návrh ozubených kol. Pro navržená kola provedu kontrolní výpočet pevnosti. Závěrem porovnávám můj návrh s původním provedením.

## Klíčová slova

Převodovka, převodové poměry, Formula Student, FSAE

## Annotation of master thesis

HORÁK Jan. *Design of Gearbox for Racing Vehicle.* The Institute of Transport, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Ostrava. 68 pages, 37 figures, Thesis lead: Ing Jakub Šmiraus Phd

Master thesis is focused on desing of gearbox for racing vehicle of Formula Student. In theoretical part of thesis are described variant of gearboxes design, principle of their function and control. In practical part, i made analysis of current gearbox, based on telemetry datas. Then i designed possible solution of gear ratios. From these possibilities is picked the best one, and based on it are constructed gears. For designed gears is done load test. At the end of thesis i compared new desing with old one.

## Key words

Gearbox, Transmission, gear ratios, Formula Student, FSAE

## **Cíle práce:**

1. Analýza dynamických vlastností vozidla se stávající převodovkou.
2. Konstrukční analýza stávajícího mechanického uspořádání převodovky.
3. Návrh optimalizace konstrukce a převodových poměrů převodovky pro vybranou závodní disciplínu.
4. Analýza dynamických vlastností vozidla s nově navrženou převodovkou.

## **Motivace práce :**

Ke zpracování tématu práce mě vedla zejména skutečnost, že jsem členem týmu Formula Student VŠB-TU Ostrava. Prostřednictvím komunikace mezi členy týmu vzniklo v podstatě zadání k řešení konstrukčního problému vozidla v podobě nevhodného odstupňování převodových stupňů.

## Obsah

|   |    |
|---|----|
| Obsah .....   | 5  |
| Seznam použitých symbolů a zkratk .....                                   | 7  |
| 1. Úvod .....   | 8  |
| 2. Popis konstrukce převodovky a princip její funkce. ....                | 9  |
| 2.1 Uspořádání převodového systému .....                                  | 9  |
| 2.1.1 Primární převod .....   | 9  |
| 2.1.2 Sekundární převod .....   | 12 |
| 2.1.3 Spojka .....  | 13 |
| 2.1.4 Převodovka .....  | 14 |
| 2.2 Typy využívaných převodovek a jejich funkce .....                     | 14 |
| 2.2.1 Sekvenční převodovky .....  | 16 |
| 2.2.2 Bezprodlevové převodovky .....                                      | 17 |
| 2.2.3 Variátory .....   | 20 |
| 2.2.4 Automatické převodovky .....  | 23 |
| 2.2.5 Dvoustupňová převodovka .....                                       | 25 |
| 2.3 Převodovka vozu Vector 05 .....                                       | 27 |
| 3. Rozbor současného řešení převodovky – jízdní dynamika .....            | 29 |
| 3.1 Systém telemetrie AIM .....   | 29 |
| 3.1.1 Vyhodnocovaná data .....  | 31 |
| 3.2 Parametry současné převodovky .....                                   | 34 |
| 4. Optimalizace počtu stupňů a převodových poměrů. ....                   | 37 |
| 4.1 Tří stupňové provedení s geometrickou řadou převodových stupňů .....  | 38 |
| 4.2 Tří stupňové provedení s progresivní řadou převodových stupňů .....   | 40 |
| 4.3 Čtyř stupňové provedení s geometrickou řadou převodových stupňů ..... | 41 |
| 4.4 Čtyř stupňové provedení s progresivní řadou převodových stupňů .....  | 43 |
| 5. Konstrukční návrh převodovky .....                                     | 45 |
| 5.1 Parametry sériového ozubení .....                                     | 45 |
| 5.2 Návrh ozubených kol .....   | 46 |
| 5.3 Výpočet ozubených kol 1. převodového stupně .....                     | 47 |
| 5.3.1 Společné parametry .....  | 47 |
| 5.3.2 Kola .....  | 47 |
| 5.3.3 Zatížení .....  | 48 |

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 5.3.4 | Materiál.....  | 49 |
| 5.3.5 | Výpočet pevnosti .....                               | 49 |
| 6.    | Závěrečné zhodnocení úprav.....                      | 50 |
| 6.1   | Úprava skutečných převodových poměrů .....           | 50 |
| 6.2   | Pilový diagram a průběh síly $F_k$ .....             | 51 |
| 6.3   | Závěrečná doporučení .....                           | 52 |
| 7.    | Závěr.....   | 53 |
| 7.1   | Obecný závěr práce .....                             | 53 |
| 7.2   | Využitelnost výsledků práce .....                    | 53 |
| 7.3   | Potenciál pro budoucí řešení dané problematiky ..... | 53 |
| 8.    | Seznam použité literatury.....                       | 55 |
|       | Seznam obrázků.....                                  | 57 |
|       | Přílohy .....  | 58 |
|       | Výpočet ozubených kol 2. převodového stupně .....    | 58 |
|       | Společné parametry .....                             | 58 |
|       | Kola .....   | 58 |
|       | Zatížení .....                                       | 59 |
|       | Materiál.....  | 60 |
|       | Výpočet pevnosti .....                               | 60 |
|       | Výpočet ozubených kol 3. převodového stupně .....    | 61 |
|       | Společné parametry .....                             | 61 |
|       | Kola .....   | 61 |
|       | Zatížení .....                                       | 63 |
|       | Materiál.....  | 63 |
|       | Výpočet pevnosti .....                               | 63 |
|       | Výpočet ozubených kol 4. převodového stupně .....    | 65 |
|       | Společné parametry .....                             | 65 |
|       | Kola .....   | 65 |
|       | Zatížení .....                                       | 66 |
|       | Materiál.....  | 66 |
|       | Výpočet pevnosti .....                               | 67 |

## Seznam použitých symbolů a zkratek

|           |                               |          |
|-----------|-------------------------------|----------|
| $i_s$     | Sekundární převodový poměr    | [-]      |
| $i_p$     | Primární převodový poměr      | [-]      |
| $i_k$     | Převodový poměr k-tého stupně | [-]      |
| $q$       | Poměr převodových stupňů      | [-]      |
| $n^{max}$ | Maximální otáčky              | [ot/min] |
| $n^{min}$ | Minimální otáčky              | [ot/min] |
| $V_{max}$ | Maximální rychlost            | [km/h]   |
| $V_{min}$ | Minimální rychlost            | [km/h]   |
| $y$       | Parametr progresse            | [-]      |
| $\delta$  | Rozsah převodovky             | [-]      |

## 1. Úvod

Převodná ústrojí vozidel jsou velmi velmi důležitou součástí pro dynamiku vozidla vůbec. Jejich účinnost a také jejich konstrukční provedení rozhoduje o výsledných jízdních vlastnostech vozidla. Velmi důležité je nejen vhodné odstupňování převodových stupňů ale také například konstrukční řešení řadícího mechanismu, které rozhoduje o době, kdy dochází ke změně převodového poměru a není dodáván výkon na hnací kola vozidla. Tímto tématem se velmi detailně zabývá několik českých i zahraničních literatur. Konstrukci se věnuje zejména [20,21] nebo [18]. Co se týče speciálně motocyklových převodovek, jejich konstrukci popisuje [2, 19] ze zahraničních literatur je velmi známá a používaná kniha [12]

V mé práci jsem se rozhodl zpracovat téma možnosti úpravy převodovky vozu Formule Student, za účelem jejího přizpůsobení pro potřeby jednotlivých disciplín této soutěže. Motor i s převodovkou pochází ze silničního motocyklu Yamaha FZ6.

Námětem pro mou práci byly připomínky pilotů k současnému řešení převodovky, která je v podstatě sériovou v sériové podobě, pouze s zablokovaným prvním stupněm a přizpůsobeným stálým převodem. Problémem bylo především nevyhovující odstupňování převodových poměrů. Zejména bylo požadavkem snížení rychlosti pro jednotlivé stupně a optimalizace počtu převodových stupňů. Tento problém byl patrný zejména v disciplínách skipad a edurance, jejichž princip je popsán v následujících kapitolách. Další oblastí k zlepšení bylo redukce počtu převodových stupňů, jelikož nejvyšší stupeň nebyl pro přílišnou délku využíván a pouze zvyšoval setrvačné hmoty převodovky.

Praktická část diplomové práce má za úkol bezezbytku splnit vytyčené cíle práce. Úkoly, které mě v mé práci čekaly tedy byly analýza současné převodovky na základě dat získaných pomocí telemetrie během testů a závodů, ověření zdali připomínkované oblasti jsou skutečně ty, kde je možné hledat zlepšení. Poté na základě těchto získaných informací navrhnout nový převodové poměry a snížit počet převodových stupňů. Cílem práce je pak navržení nových převodů tak, a by bylo možno v maximální míře využít komponenty původní převodovky a tím vytvořit nejen optimální, ale také cenově přijatelné řešení.

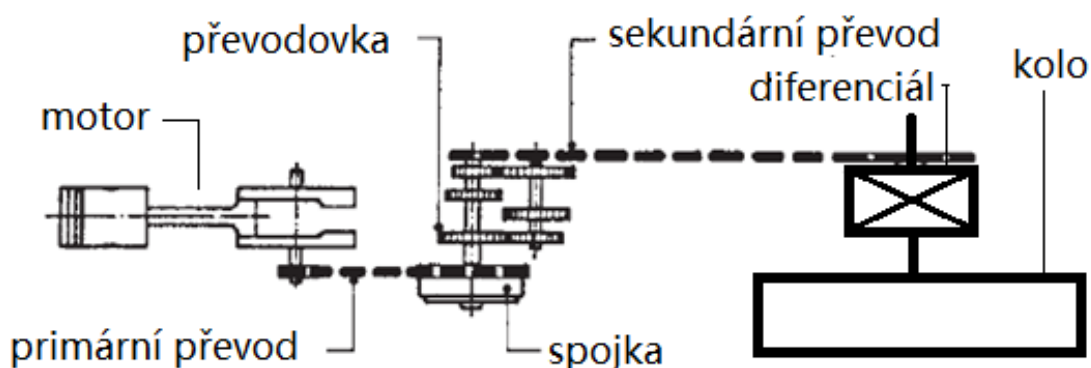


## 2. Popis konstrukce převodovky a princip její funkce.

Vozy soutěže Formula Student přejímají systém pohonu z motocyklů, které slouží jako zdroj pohonných jednotek.

### 2.1 Uspořádání převodového systému

Vozy formule student přejímají kromě samotné převodovky také celkový princip funkce motocyklového převodu.



Obr. 1 Schéma pohonu [2]

Jak lze vidět na obrázku výše, převod se skládá z primárního převodu, který se nachází mezi klikovým hřídelem motoru a spojkou. Následuje spojka, na kterou navazuje samotná převodovka. Dále na vývodu převodovky pokračuje převodový systém sekundárním převodem, který pak přes diferenciál pohání kola.

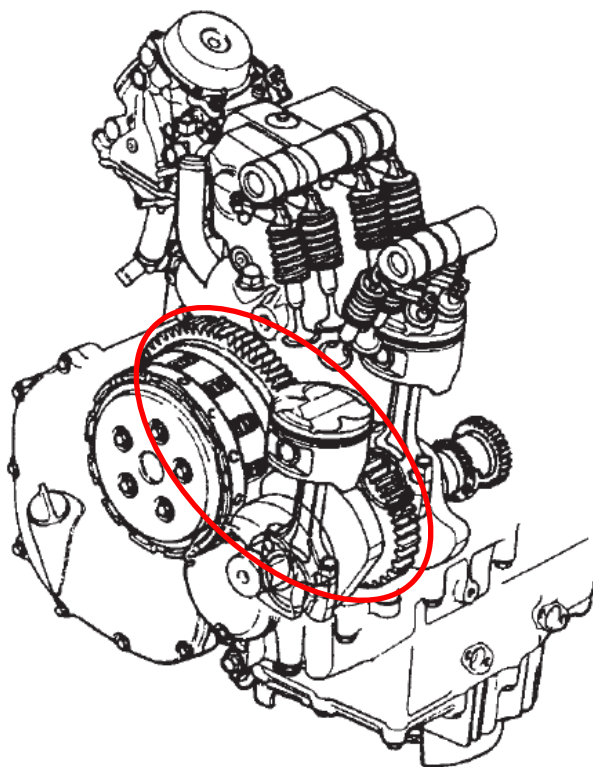
#### 2.1.1 Primární převod

Primární pohon je prvním článkem, který umožňuje, díky různě velkým ozubeným kolům, přenášet otáčky a točivý moment motoru na zadní kola, jak blíže popisuje [2]. Primární pohon mají všechny motocyklové motory. U některých typů (V2 motory Moto-Guzzi, boxery BMW) ústí klikový hřídel motoru přímo do spojky, zatímco primární pohon je neobvykle umístěn v převodovce [2]. Tyto motory se avšak u vozů Formule student nevyskytují, z důvodu omezení objemu které tyto motory nesplňují [3].

U příčných motorů se děje přenos hnacího momentu z motoru do převodovky čelními koly nebo válečkovými řetězy. Pro vysoké výkony se používají ozubené řetězy, které jsou u víceválcových motocyklů pro zmenšení namáhání krutem většinou uloženy uprostřed

klikového hřídele. Přídavné napětí řetězu není u krátké osové vzdálenosti zapotřebí. U podélných motorů je hlavní (vstupní) hřídel převodovky poháněn buď přímo klikovým hřídelem (konstantní převod) nebo přes redukční převod (převod do pomala), který může mít ozubená čelní kola nebo ozubený řetěz.

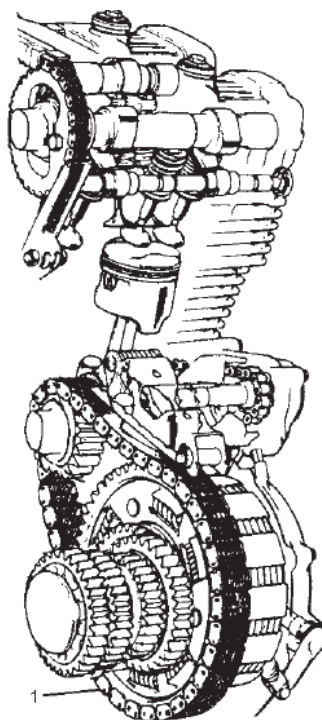
Optimálním spojením mezi klikovým hřídelem a spojkou jsou ozubená kola. Ozubená kola fungují téměř bez vůlí nevyžadují údržbu a jejich mazání je ideálně zajištěno motorový olej. Ozubená kola pro primární pohony se vyrábějí z vysoce ušlechtilé legované a tvrzené oceli. Rozlišujeme přitom primární pohony s ozubenými koly se šikmým a s přímým ozubením. První druh ozubení je sice tišší, avšak šikmé ozubení vyvíjí axiální tlak na klikový hřídel, případně na ložiska převodovky. Z toho důvodu musejí být valivá ložiska u primárního pohonu se šikmým ozubením vedená i stranově. Někdy se používají zdvojená ložiska. Ozubená kola s přímým ozubením produkují větší hluk, avšak nevyžadují axiální vedení. [2] Motor formule týmu VŠB-TUO, který je původem z motocyklu Yamaha FZ-6 využívá právě tuto variantu.



Obr. 2 Primární převod s zubnými koly [2]

Primární převod s řetězem je oproti převodu s ozubenými koly levnější a pružnější. Podle výkonu a konstrukce motoru je primární pohon tvořen dvěma řetězovými koly s jednou, dvěma nebo třemi řadami zubů, spojenými článkovým řetězem. Menší řetězové kolo (pastorek) je přitom upevněno na klikovém hřídeli, větší řetězové kolo je součástí spojky.

Ohebnost hnacího řetězu podporuje činnost tlumiče rázů, který je ve skříni spojky nebo v převodovce, případně již na výstupním konci klikového hřídele. Úkolem tlumiče rázů je tlumit rázy přenášené do motoru, převodovky a do příslušných hřídelů při změně zatížení motoru (přidání nebo ubrání plynu). Protože primární převod přenáší velké síly, musí být hnací řetěz dostatečně pevný. Pouzdrové (transmisní) řetězy proto musí být většinou dvojité nebo dokonce trojitě. [2]



Obr. 3 Primární převod s řetězem [2]

Pouzdrové řetězy se liší od klasických válečkových tím, že na jednotlivých člancích nemají vnější válečky, které slouží ke zmenšení tření mezi řetězovými koly a řetězem. Tyto válečky by se totiž u hnacího řetězu s mnohem rychlejším a tvrdším chodem (i když má primární řetěz zajištěné velmi dobré mazání) velmi lehce lámaly. Pouzdrové řetězy se u moderních motocyklů nepoužívají a najdeme je pouze u starších strojů. Válečkové řetězy se pro primární pohony používají jen zřídka (u menších motocyklů, kde není potřeba přenášet velké síly). Pro silné motory jsou nejvhodnější ozubené řetězy, které se vyrábějí v mnoha různých délkách a šířkách.

Ozubený řetěz sestává z ocelových lamel, které jsou otočně uchycené v řadě vedle sebe na kolících. Celý řetěz je tvořen velkým množstvím lamel a kolíků a tento řetěz většinou nemá spojovací článek nebo zámek. Řetězová kola ozubených řetězů vypadají podobně jako klasická ozubená kola. Primární hnací řetěz vždy podléhá mnohem rychleji opotřebení než srovnatelný primární převod s ozubenými koly. Opotřebení primárního řetězu se projeví po

ujetí většího počtu kilometrů i přesto, že je řetěz vybaven napínacím zařízením a má zajištěné kvalitní mazání, hlukem a zesílenými reakcemi na změny zátěže. To je známka toho, že je řetěz již příliš vytaháný. Při opotřebení primárního zubového řetězu jsou vyviklané otvory nebo uložení kolíků, případně jsou opotřebené samotné spojovací kolíky jednotlivých lamel. V takovém případě se musí primární hnací řetěz vyměnit, protože roste riziko jeho přetržení. U pouzdrových nebo válečkových řetězů se po dlouhé době provozu vyviklají klouby a články a otočné čepy mají příliš velké vůle.

Primární převod s ozubeným řemenem – ozubený řemen je ohebnější, trvanlivější a tišší než ozubený řetěz. Narozdíl od řetězu však ozubený řemen nesnáší olej a mastnotu. Dále ozubeným řemen nesmí být zakrytý a musí mít zajištěné dobré odvětrání a chlazení, protože při větším zahřátí se při zátěži neúměrně protahuje. Ozubené řemeny se vyrábějí ze zpevněného plastu a jsou vyztuženy skelnými nebo ocelovými vlákny. Skelná vlákna přenášejí tahovou sílu a omezují roztažnost. Nejvíce se používají uhlíková vlákna a vysoce elastická a žáruvzdorná umělá vlákna. Ozubený řemen se používá také pro sekundární převod. [2]

### 2.1.2 Sekundární převod

Přenos hnacího momentu z převodovky na zadní kola se děje u podélných motorů kloubovým hřídelem, u příčných motorů většinou řetězem. Pro pohon zadních kol se používají tyto druhy sekundárních převodů:

- válečkový řetěz a řetězová kola,
- ozubený řemen a ozubené řemenice,
- kardanový převod (kloubový hřídel a jedno nebo dvě kuželová soukolí).

Řetězový pohon zadních kol má válečkový nebo pouzdrový řetěz. Řetěz spojuje výstup převodovky s diferenciálem na zadní nápravě. Spojení je zajištěno přes sekundární řetězové kolo (pastorek) na převodovce, články řetězu a končí na řetězovém kole - rozetě. Pastorek má oproti zadnímu řetězovému kolu zřetelně menší počet zubů a zuby musí snášet velké namáhání. Pastorek namáhá i hnací řetěz, protože ten se na kole s malým průměrem musí silně ohýbat. U zadního řetězového kola se zátěž může rozložit na větší počet zubů. Pro životnost hnacího řetězu platí: čím větší hnací pastorek a poháněné zadní řetězové kolo, tím déle řetěz vydrží. Řetězová kola se vyrábějí z tvrzené oceli, případně z legovaného hliníku. Hliníková řetězová kola vydrží obdobnou zátěž jako ocelová, jsou lehčí, ale na druhou stranu dražší.

Válečkový řetěz má, narozdíl od pouzdrového řetězu, v jednotlivých člancích volně otočné válečky, které kladou při pohybu menší odpor a znatelně snižují tření. To je důležité,

protože u sekundárních hnacích řetězů lze obtížně zajistit dobré mazání a řetěz se zanáší venkovními nečistotami. Válečkový hnací řetěz musí svými rozměry odpovídat výkonu motoru příslušného motocyklu. Dalšími faktory je šířka a rozestup jednotlivých článků řetězu.

Hnací řetězy se vyrábějí v nekonečném provedení nebo rozpojené se spojovacím článkem. Každý válečkový řetěz musí být určitou silou napnutý. Napnutí řetězu kontrolujeme podle jeho prohnutí uprostřed mezi řetězovými koly. Řetěz se musí nechat prohnout asi o 2,5–3 cm [2].

Pouzdrový řetěz s O-kroužky se rozšířil kvůli lepšímu mazání. Články pouzdrového kroužkového řetězu mají mezi čepy a objímkami tukovou náplň, která je z obou stran uzavřena O-kroužky, takže nemůže uniknout ven. Těsnicí O-kroužky jsou upevněny postranními plíšky článku.

Pohon ozubeným řemenem má malou hmotnost a tichý chod, nepotřebuje mazání. Ozubené řemeny potřebují velmi malé předpětí, mají jednoduchou a nenáročnou údržbu, nesmějí se však lámat. Na výstupním hřídeli převodovky je hnací pastorek s vhodně tvarovanými zuby a na zadním kole motocyklu je odpovídající druhé ozubené kolo.

Přenos hnací síly z převodovky na zadní kola může být realizován také kloubovým (kardanovým) hřídelem. Největší nevýhodou pohonu s kardanovým hřídelem je jeho nákladnost a také velká hmotnost [2]. Proto se kardanové hřídele používají u formulí velmi výjimečně.

### 2.1.3 Spojka

Spojka tvoří spojovací a rozpojovací článek mezi motorem a převodovkou. Spojka má u tyto úkoly:

- přerušení spojení mezi motorem a převodovkou při startování motoru.
- přenáší do převodovky točivý moment z motoru potřebný pro rozjetí.
- při řazení rychlostí za jízdy přerušuje spojka přenos sil mezi motorem a převodovkou a zajišťuje plynulé a tiché řazení rychlostních stupňů.

Motocyklové motory využívané pro potřeby vozů formule student využívají zpravidla vícelamelové spojky, a to v mokré, výjimečně i v suchém provedení. Oproti mokrým spojkám dokáže relativně malá suchá spojka se slabšími přitlačnými pružinami přenášet větší síly [2]. Klikový hřídel je spojený přes primární pohon s košem spojky, převodovka a tedy celý hnací systém zadních kol je spojený s unášecem uvnitř spojky. Přitlačný štít spojky je přitlačován pružinami upevněnými do kruhu na unášечи spojky, na

sestavu třecích lamel a ocelových lamel spojky. Ocelové lamely přitom zabírají přes vnitřní ozubení do unášeče spojky a tím i do vstupního hřídele převodovky. Třecí lamely zabírají vnějším ozubením do unášeče spojky a tak jsou spojeny s motorem. Při zmáčknutí páky spojky se vysune vypínací čep, který působí z vnitřní strany na střed přitlačného štítu. Při zmáčknutí páky spojky se přitlačný štít zvedne a zatáhne přitom zpátky pružiny. Mezi třecími a ocelovými lamelami tak vznikne axiální vůle a lamely se mohou pohybovat nezávisle na sobě. Motor je nyní oddělený od převodovky a pohonu zadního kola. Vypínací čep v unášeči spojky je ovládaný vypínací pákou, uchycenou po straně na bloku motoru. V případě naší formule je tato páka navíc doplněna o pneumatický válec, který umožňuje její automatické rozepnutí při podřazení. Pro potřeby rozjezdu, případně zastavení se pak páka spojky ovládá pádlem pod volantem.

Lamely mokré spojky jsou opatřeny drážkami, které rozdělují třecí obložení do jednotlivých polí. Tyto drážky zajišťují cirkulaci oleje. Olej v mokré spojce umožňuje plynulý záběr spojky a na rozdíl od provedení se suchou spojkou umožňuje jemnější rozjezd. Motorový olej v mokré spojce působí také jako tlumicí médium, spojka funguje elasticky a nereaguje rázově jako suchá spojka. Vzhledem k olejové lázni je součinitel tření  $\mu$  menší než u suché spojky,  $\mu \approx 0,1$ . Přitlačná síla ke spojení lamel může být vyvozena jednou centrální nebo několika axiálními vinutými pružinami. [2]

#### **2.1.4 Převodovka**

Hlavním účelem převodovky je umožnit změnu převodu mezi motorem a hnacími koly tak, aby měl motor bez ohledu na rychlost jízdy stále dostatečně vysoké otáčky, při kterých poskytuje požadovaný výkon. Dále musí převodovka umožnit volný chod motoru při sepnuté spojce a stojícím vozidle. Motocyklové převodovky zpravidla mívají pět až šest rychlostních stupňů, pro potřeby závodů poté bývají upravovány na 3 až 4 stupňové.

Charakteristika převodovky, která je daná velikostí ozubených převodových kol a počtem rychlostních stupňů, musí odpovídat výkonové charakteristice motoru. Motocyklové převodovky se vyrábějí jako převodovky s převody tvořenými ozubenými koly. Vzhledem k zaměření mé práce právě na převodovky, popíšu podrobně jejich rozdělení a funkci v následujících kapitolách.

### **2.2 Typy využívaných převodovek a jejich funkce**

Převodovky můžeme rozdělit na základě mnoha kritérií. Základní rozdělení je dle [14] vytvořeno na základě:

- Způsobu přenosu výkonu:
  - Mechanické – přenos výkonu pomocí ozubených kol, řetězu, případně řemene
  - Hydraulické (hydrodynamické) – přenos výkonu pomocí hydrodynamického měniče
  - Kombinované (diferenciální hydrostatické) – přenos výkonu kombinací hydraulického a mechanického
  - Elektrické
- Změny převodového poměru
  - Stupňovité – změna převodového poměru probíhá skokově, převodový poměr je omezen stupni převodovky
  - Plynulé – změna převodového poměru probíhá plynule, převodový poměr je omezen pouze mezi krajními hodnotami danými konstrukcí
- Způsobu ovládání řazení převodových stupňů
  - Manuální – táhla převodovky se ovládají pohybem pákou, zpravidla ve schématu „H“
  - Poloautomatické – část ovládání se děje automaticky, obsluha probíhá obvykle pákou s pohybem pouze vpřed a vzad, případně pádly pod volantem
  - Automatické – převodovka řadí bez zásahu obsluhy na základě nastavených podmínek

Na základě tohoto rozdělení pak je převodovka použita ve formuli mechanická, se stupňovou změnou převodového poměru a poloautomatickým ovládáním.

Mechanické převodovky lze dále rozdělit na:

- Převodovky s čelními ozubenými koly bez synchronizace
- Převodovky s čelními ozubenými koly se synchronizací
- Převodovky planetové

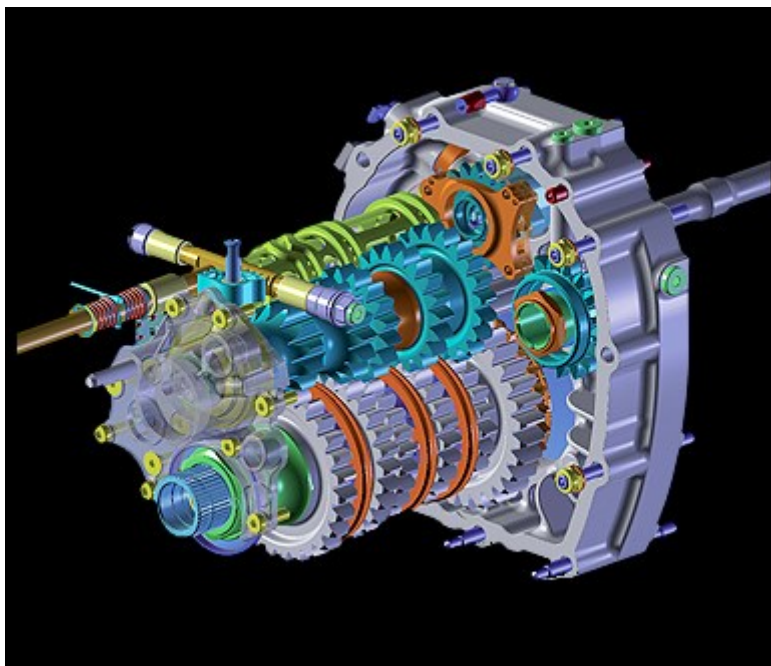
Kola využívané v převodovkách bývají buďto s přímými či šikmými zuby.

A podle realizace řazení převodů v rámci převodovky na:

- Převlečnou zubovou spojkou
- Stranovou zubovou spojkou
- Přesun kol se stranovými zubovými spojkami

### 2.2.1 Sekvenční převodovky

Jedná se o poloautomatické, případně automatické převodovky, v závislosti na způsobu ovládání. Rozlišujeme několik základních typů, podle uspořádání pohonu vozidla se vyskytují ve dvou nebo tří hřídelovém provedení. Dvouhřídelové se využívají ve vozech kde je motor uložen napříč, tří hřídelové pak ve vozech s podélně uloženým motorem. Sekvenční převodovky bývají zpravidla osazeny koly s přímými zuby, avšak v některých případech se využívají také šikmé ozubení. Řazení se provádí bez synchronizace, zubovými spojkami - v anglické literatuře označovány jako dog rings, odtud pak také v Česku používaný název bezsynchronních převodovek „dog box“.

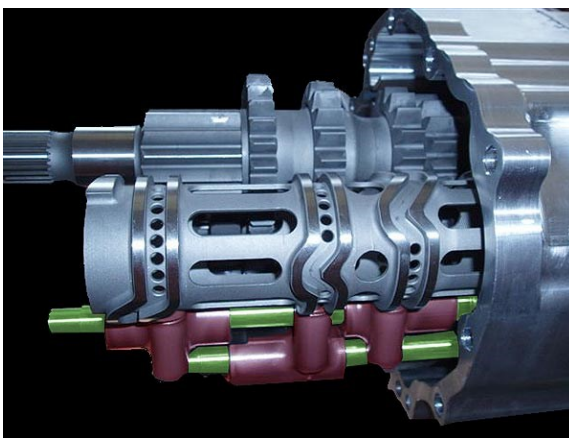


Obr. 4 Sekvenční převodovka Kaps Transmissions [5]

Hlavním rozdílem oproti manuálním převodovkám používaných v sériových automobilech je způsob ovládání převodovky. Na místo pohybu pákou v schématu „H“, se zde řadí buďto pákou s pohybem vpřed a vzad, pádky (respektive jedním pádlem) pod volantem nebo tlačítky na volantu [4]. Schéma řazení pak je R-N-1-2-3-4... Tento způsob řazení má výhodu v podstatně vyšší rychlosti přeřazení (okolo 0,3s) [18], nižší chybovosti – nehrozí, že řidič zařadí místo zamýšleného stupně jiný. Nevýhodou je nemožnost přeskakování stupňů, a také nutnosti opatřit vůz indikátorem zařazeného stupně, jelikož zde již nelze určit zařazený stupeň z pozice řadící páky.



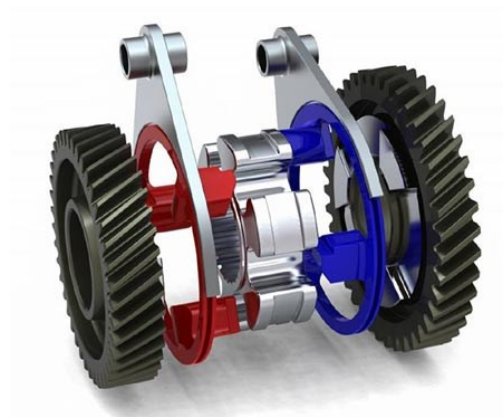
Pohyb řadicích vidliček v rámci převodovky je ovládán řadicím bubínkem. Ten má na svém povrchu drážky, které při jeho otáčení určují pohyb táhel vidliček, které následně pohybem zubových spojek, případně kol se zubovými spojkami zařadí určený stupeň. Pohyb bubínku může být realizován několika způsoby. Nejčastější je ovládání pomocí ráčnového mechanismu, přičemž tento mechanismus může být ovládán lanovody (nejjednodušší převodovky – například motocyklové) případně pro přesnější ovládání hydraulicky nebo pneumaticky. Dalším způsobem ovládání bubínku je otáčení pomocí krokového elektrického servomotoru, zde je ovšem nevýhoda v riziku přehřátí motoru při dlouhé jízdě a velké počtu přeřazení [14].



Obr. 5 Řadicí bubínek firmy Kaps [5]

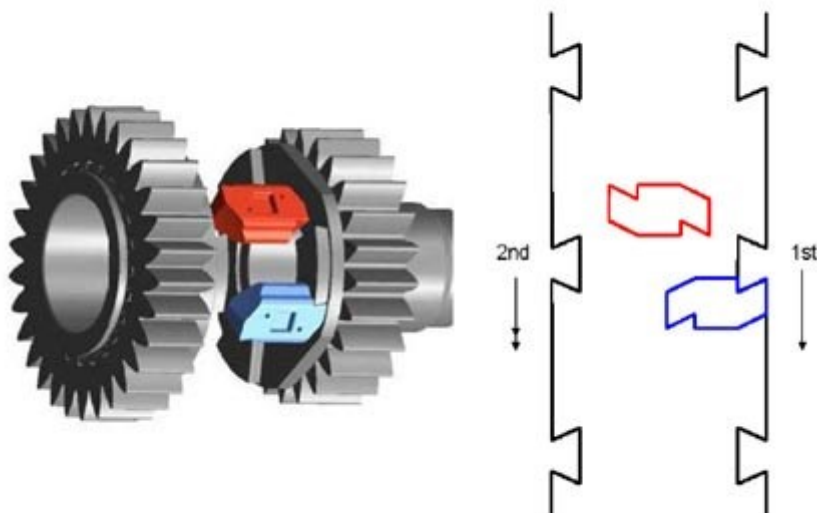
### 2.2.2 Bezprodlevové převodovky

Bezprodlevová převodovka, někdy označována tako jako Zero Shift, je převodovka vynalezená firmou Zeroshift [13]. Zubové spojky jsou zde upraveny tak, že namísto jednoho řadicího kamene jsou dva, které umožňují plynulý přechod mezi jednotlivými stupni bez odstavení výkonu motoru. Výsledkem je teoreticky nulový čas řazení a díky tomu nepřerušovaný tok momentu na poháněná kola. K využití těchto převodovek v praxi dochází u speciálů kategorie MotoGP Přesný popis funkce této převodovky je na následujících obrázcích:



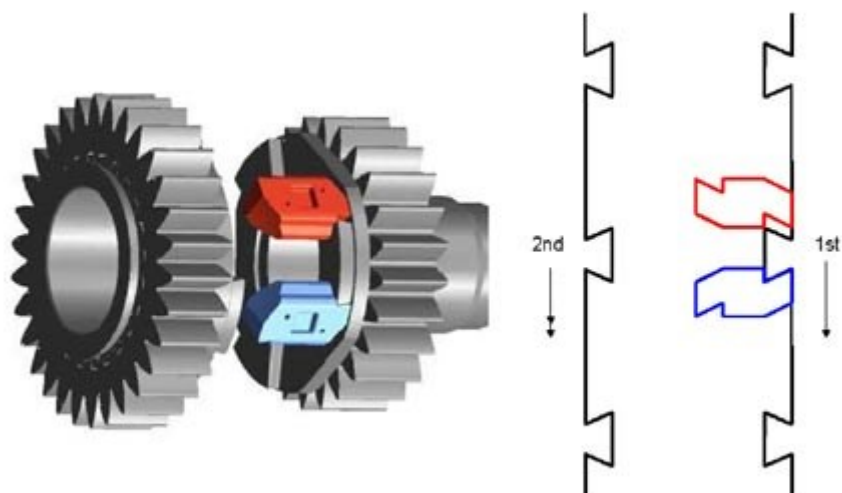
Obr. 6 Soustava převodů [6]

Jak lze vidět na obrázku, převodovka disponuje zdvojeným systémem ovládacích vidliček a kamenů.



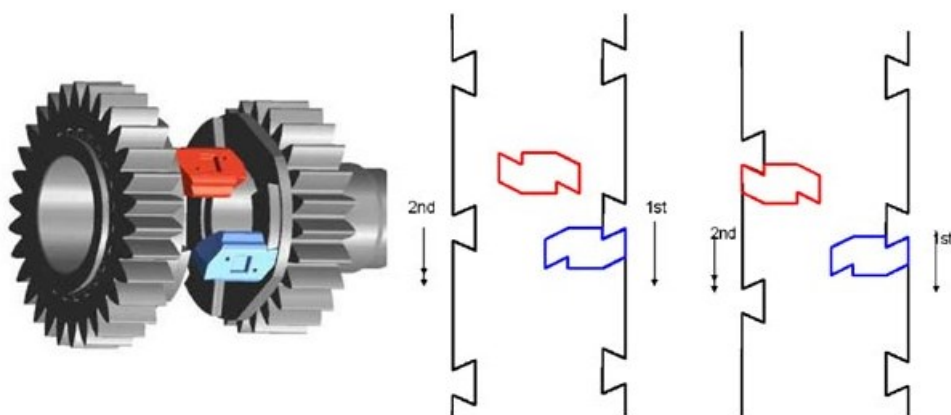
Obr. 7 Přechod z neutrálu na první stupeň [6]

Při zařazeném neutrálu se oba kameny nachází v prostřední poloze. Pro zařazení stupně se nejprve přesune první kámen, a tím spojí kolo s hřídelí, čímž se začne přenášet točivý moment.



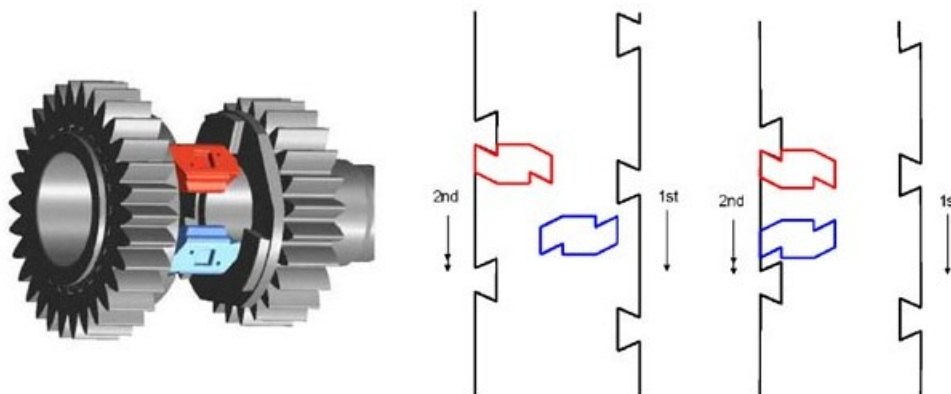
Obr. 8 Úplné zajištění prvního stupně [6]

Následně se přesune také druhý kámen, a tím dojde k zajištění zařazeného stupně.



Obr. 9 Přechod z prvního stupně na druhý [6]

Při zařazení dalšího stupně se nejprve uvolní první kámen, a následně se přesune k ke kolu dalšího stupně. V tuto chvíli jsou zařazené oba převody.



Obr. 10 Postup úplného zajištění druhého stupně [6]

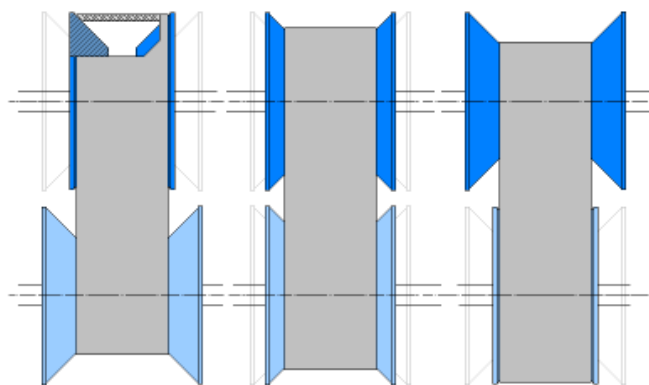
Dalším krokem je uvolnění prvního stupně a úplné zajištění druhého. Tím je ukončeno přeřazení.

Jak lze vidět, u této verze převodovky dochází v jednom kroku k zařazení dvou převodů současně, což u běžné převodovky znamená její zničení. V tomto případě se avšak jedná o záměr, kdy se kolo srovná do polohy umožňující úplné zajištění kola druhým kamenem a navíc díky tomu nedochází k časové prodlevě mezi přechody. Z tohoto také pochází označení bezprodlevová převodovka. Dále je možné k této převodovce nalézt detailnější popis konstrukce v publikaci [12].

### 2.2.3 Variátory

Variátory patří do kategorie převodovek s plynule měnitelným převodovým poměrem. Z teoretického hlediska se jedná o ideální stav, kdy můžeme využívat neustále plný výkon motoru a navíc neztrácíme rychlost během přeřazení. Nevýhodou tohoto řešení je avšak omezená výše přenášeného momentu, nižší živostnost oproti běžné převodovce s ozubenými koly a také nižší účinnost. Mezi variátory rozlišujeme několik koncepcí:

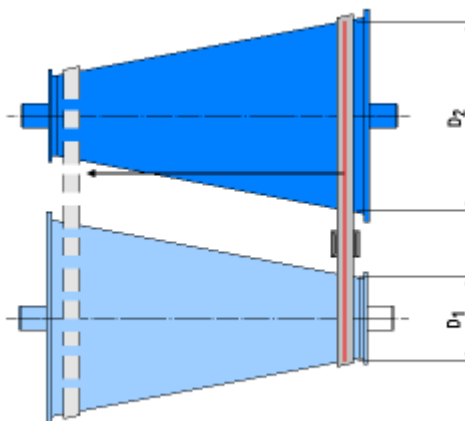
Variátory s párovými kuželovými koly: zde je principem funkce přenos kroutícího momentu a otáček jako u řemenice. Na rozdíl od klasické řemenice se zde využívá proměnného průměru řemenice na straně hnaného i hnacího kola. Konstrukce využívá páru kuželových kol (na straně hnací i hnané), které dohromady tvoří drážku pro vedení řemenu. Kola jsou orientována vrcholy proti sobě tak, aby bylo vytvořeno úžlabí pro řemen. Změnou vzdálenosti mezi kužely je dosaženo změny průměru, přes který je veden řemen. Poloha kuželů na straně hnané i hnací hřídele musí být taková, aby obvodová vzdálenost převodu, byla shodná s délkou řemenu. V opačném případě by hrozilo přetržení řemene nebo jeho prokluz. [7]



Obr. 11 Variátor s párovými koly [7]

Variátor s protilehlými kuželovými koly: Principem je ve využití dvou rotujících kuželů, které jsou zrcadlově uloženy ve dvou osách, ve stejné rovině. Přenos mezi povrchem jednotlivých kuželů je realizován řemenem nebo vloženým kolem.

Přenos se realizuje řemenem, který je veden vodícími saněmi, které zajišťují polohu řemenu v poloze, odpovídající požadovanému převodu. Vodící saně se pohybují mezi levým a pravým okrajem kuželů, přičemž, je-li řemen na největším poloměru (průměru) jednoho kužele, je zároveň na nejmenším poloměru (průměru) druhého kužele a naopak. Změnou polohy řemene, na obvodu kuželů, kolmo na jejich osu, je možno měnit převodový poměr.

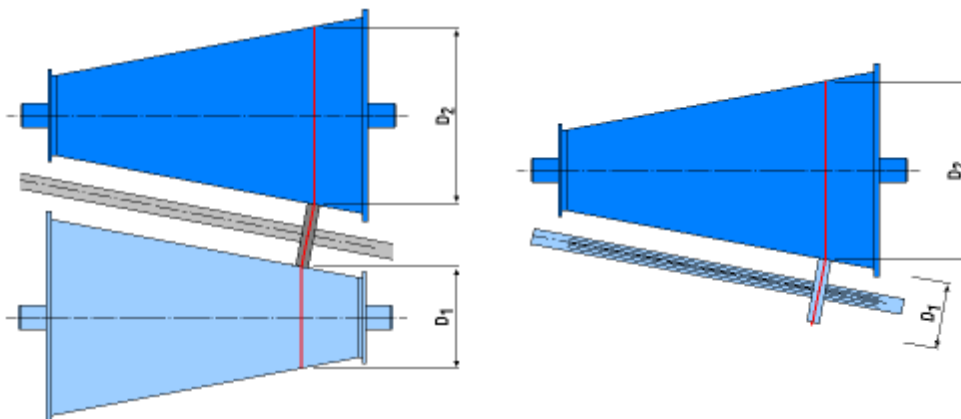


Obr. 12 Variátor s kuželovými s řemenem [7]

Přenos vloženým kolem, které je posouváno mezi kužely, a to tak, je-li vložené kolo na největším poloměru (průměru) jednoho kužele, je zároveň na nejmenším poloměru (průměru) druhého kužele a naopak. Změnou polohy vloženého kola v rovině os kuželů, je možno měnit převodový poměr. Osa, po které se posouvá vložené kolo, je pevná.

Řešení s jedním kuzelem je modifikovaná verze předchozího příkladu. V tomto případě je funkce vloženého kola změněna, a toto kolo je uloženo na drážkové hřídeli, která umožňuje přenos kroutícího momentu a zároveň posuv kola ve směru osy. Tím je umožněna

změna dotykového bodu kola s povrchem kuželu, a tím i změna převodového poměru. V tomto případě je průměr  $D_1$  konstantní.

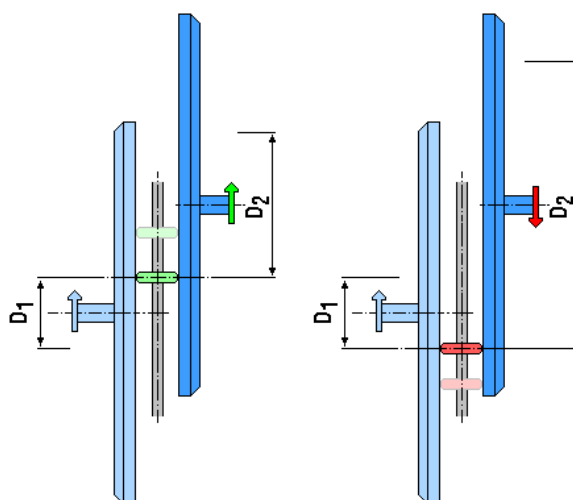


Obr. 13 Variátory s kuželovým kolem [7]

Talířovitá konstrukce:

Přenos se realizuje vloženým kolem, které je posouváno na spojnici os talířovitých kol. Konstrukce dovoluje jak plynulou změnu převodového poměru ale i změnu směru otáčení. Osa, po které se posouvá vložené kolo je pevná.

- pokud je vložené kolo mezi osou vstupní a výstupní hřídele (značeno zeleně) je směr otáčení vstupní a výstupní hřídele shodný.
- pokud je vložené kolo vně za osou hřídele (značeno červeně) je směr otáčení hřídelí protiběžný.



Obr. 14 Variátor s talířovými koly [7]

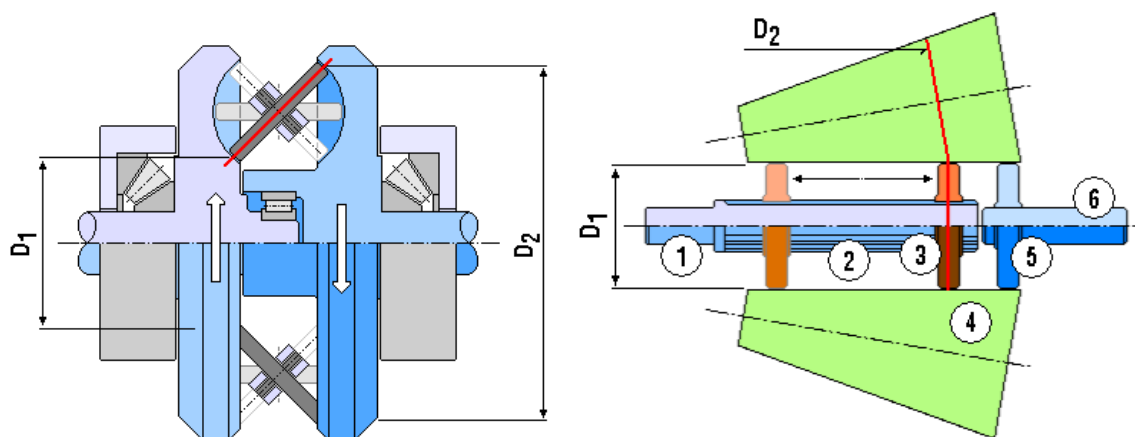
Sférická konstrukce:

Přenos vloženým kolem

Konstrukční řešení je velmi blízké konstrukci planetové převodovky. Mezi unašeči na vstupní a výstupní hřídeli je vloženo kolo, které zapadá do kruhového vybrání v ploše unašečů. Úhlem natočení vloženého kola je možno měnit poměr poloměrů (průměrů) na vstupní a výstupní straně unašečů a tím i plynule měnit převodový poměr. Pro konstrukci je nutno použít alespoň tři vložených kol.

Přenos vnějšími kuželů

Konstrukce principiálně vychází z konstrukce variátoru s jedním kuzelem. Řešení však spočívá v tom, že jsou použity tři nebo více vnějších kuželů (poz.4), které jsou rovnoměrně rozmístěny po obvodu vloženého kola (poz.3). Změnou polohy vloženého kola (ve směru osy se pohybuje na drážkované hřídeli) se dosahuje změny převodového poměru. V tomto případě je průměr  $D_1$  konstantní. Pro přenos kroutícího momentu z vnějších kuželů je použito další vložené kolo (poz.5), které se kuželů dotýká stále ve stejném místě (nemá tedy proměnný převodový poměr). Toto kolo může být nahrazeno i ozubeným převodem.



Obr. 15 Sférický variátor s vnitřními (vlevo) a vnějšími (vpravo) koly [7]

#### 2.2.4 Automatické převodovky

Automatické převodovky se vyznačují samočinným řazením. Moderní verze navíc zpravidla umožňují také ruční volbu, obvykle pádky pod volantem nebo pákou, obdobně jako

sekvenční převodovky. Vyjíměčně mohou být založeny na klasické převodovce, častěji ovšem bývají konstruovány jako planetové. Hlavní části převodového ústrojí jsou u automatických převodovek tvořeny hnacím a hnaným hřídelem a planetovým soukolím, které je v převodovce uloženo v rovnoběžných osách. Hnací (vstupní) a hnaný (výstupní) hřídel je v automatických převodovkách uložen v jedné ose. Planetové soukolí slouží pro vytvoření jednotlivých převodových poměrů, jeho značnou výhodou je možnost dosáhnout velkých převodových poměrů při malých rozměrech. Výhodou planetového soukolí je velká variabilita uspořádání od nejjednoduššího převodu se dvěma členy až po mnohočlenné provedení převodů, čímž je umožněno vytvoření veškerých rychlostních stupňů automatické převodovky.

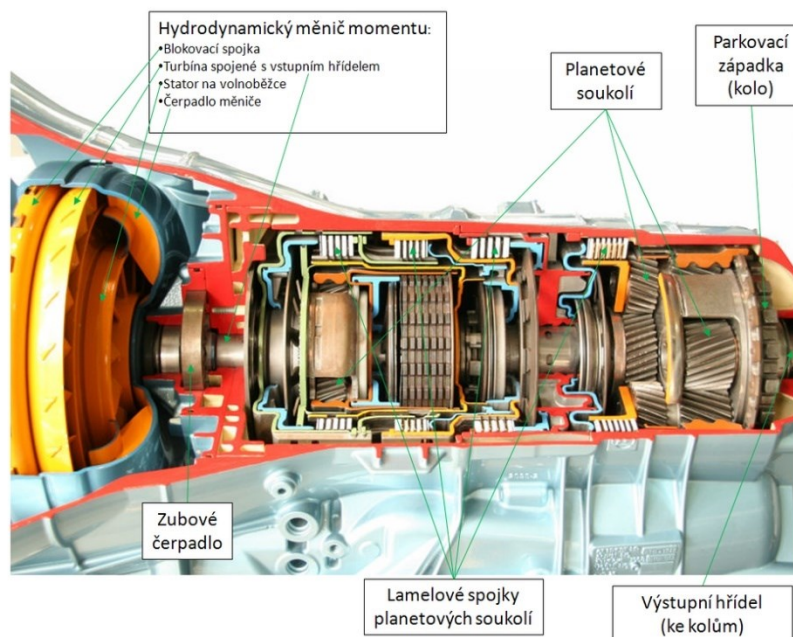
Základní části planetového převodu jsou tvořeny jednotlivými ozubenými koly, kterými jsou: centrální kolo s vnějším čelním ozubením, satelity s vnějším čelním ozubením a korunovým kolem s čelním vnitřním ozubením. Ozubená kola jsou trvale ve stálém záběru a jsou uložena pomocí klece planetového soukolí. Uvedeným způsobem je vytvořeno planetové soukolí, které nám slouží k vytvoření převodových poměrů pro jednotlivé rychlostní stupně. Ozubená kola planetového soukolí mají šikmé ozubení.

Planetové převody mají nevýhodu, kterou je složené namáhání mechanismu satelitů, které vzniká ze síly při otáčení převodů, ke které ještě připadají odstředivé síly. Planetová soukolí jsou rovněž výrobně dražší, poněvadž se musí vyrábět s vysokým stupněm přesnosti, protože přesnost zlepšuje mechanickou účinnost dosahující až 97 % účinnosti těchto převodů. [23]

Řadicí ústrojí je u automatických převodovek tvořeno lamelovými spojkami a třecími brzdami, které spínají jednotlivé části planetového soukolí, čímž se provádí řazení rychlostních stupňů. Dále je řadicí ústrojí tvořeno spínacími hydraulickými ventily, které ovládají lamelové spojky a třecí brzdy. Pro rozvod tlakového oleje k jednotlivým ventilům slouží labyrint, jehož cestičkami je zajištěn přívod tlakového oleje ke konkrétním spínacím ventilům.

Vzhledem k hydraulické spojce, která je u automatických převodovek tvořena hydrodynamickým měničem, je hnací moment ve spojce přenášen pomocí oleje, a spojka se plynule spíná se zvyšujícími se otáčkami klikového hřídele motoru. Tato spojka není ovládána žádným vypínacím mechanismem, tudíž automobily vybavené automatickou převodovkou nemají spojkový pedál. [23]





Obr. 16 Automatická převodovka [23]

Ovládání automatické převodovky se provádí pomocí páky voliče. Páka voliče zpravidla umožňuje podélný pohyb, kterým se v daných polohách označených písmeny, volí jednotlivé funkce automatické převodovky. Jednotlivé funkce jsou označeny velkým písmenem, které jsou tvořeny z počátečního písmene slova, které označuje danou funkci polohy páky voliče:

P - Park – jde o parkovací polohu, aktivuje se zařazení parkovací západky na hnacím (výstupním) hřídeli převodovky. Tím je vozidlo při parkování zajištěno proti pohybu.

R - Reverse – poloha voliče pro jízdu vzad (zpátečka), převodovka změni směr otáčení hnaného (výstupního) hřídele na opačnou stranu s potřebným převodovým poměrem.

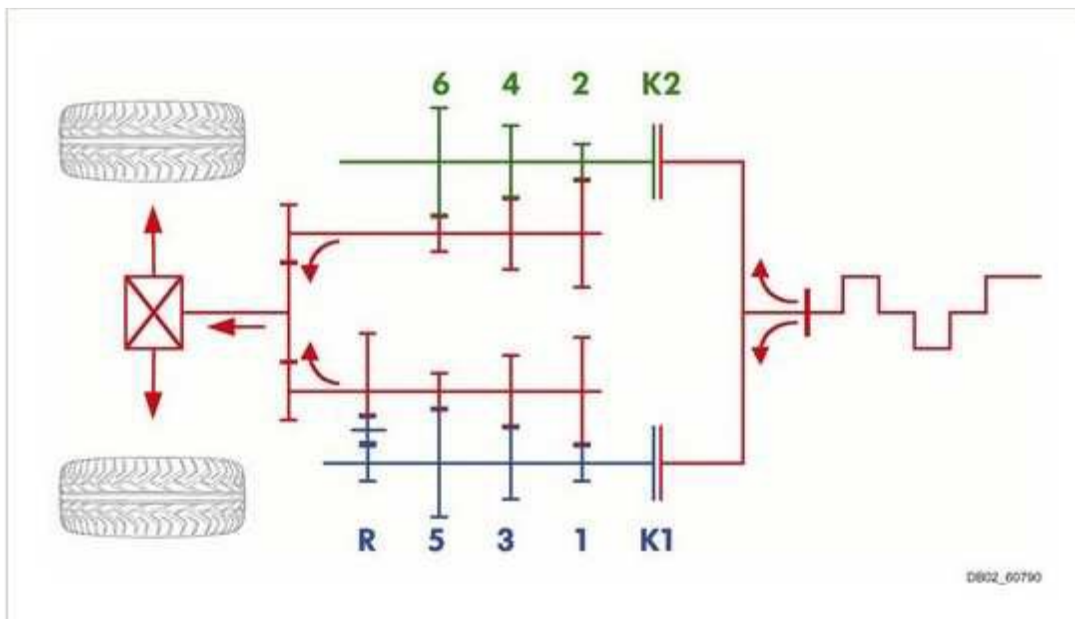
N - Neutrál - používá se k přerušení činnosti převodovky, převodovka nepřenáší otáčivý pohyb klikového hřídele motoru na hnaný hřídel převodovky. Používá se například při stání v koloně se zapnutým motorem.

D - Drive – poloha voliče pro jízdu vpřed, po nastavení voliče do této polohy se vozidlo začne plynule rozjíždět a na základě rychlosti jízdy a zatížení motoru dochází k samočinnému řazení rychlostních stupňů. [23]

### 2.2.5 Dvouspojková převodovka

Moderní dvouspojkové převodovky kombinují výhody sekvenčních a automatických převodovek. Dokáží velmi rychle řadit při zachování uživatelského komfortu a při správné

údržbě také dlouhé životnosti. Nejběžnějším zástupcem těchto převodovek je DSG koncernu Volkswagen



Obr. 17 Schéma převodovky DSG [9]

Převodovka DSG je v základu tvořena tříhřídelovou konstrukcí se šesti rychlostními stupni, která je známá z vozů koncernu VW. Principem konstrukce je dvojice paralelně uspořádaných převodovek. Z toho vyplývá použití alternativního označení Paralelschaltgetriebe, kdy převodovka je vybavena dvěma hnacími (vstupními) a dvěma hnanými (výstupními) hřídeli.

U převodovky DSG je vzhledem inteligentnímu ovládání dvojice spojky a hřídelů velice příznivá účinnost, která je obdobná jako účinnost u manuálních převodovek. Realizace řazení rychlostních stupňů je prováděna pomocí elektronicko-hydraulického modulu, který stále připravuje jeden dopředu zařazený rychlostní stupeň. Probíhá to tak, že na druhé části převodovky (na hřídeli kde je spojka rozepnuta) se již při jízdě řadí další rychlostní stupeň.

Způsob ovládání řazení u automobilů vybavených převodovkami DSG je v podstatě podobný jako u klasických automatických převodovek. Řazení je prováděno automaticky v závislosti na rychlosti a zatížení automobilu.

Při zvolení možnosti řazení rychlostních stupňů řidičem je ovládání řazení rychlostních stupňů prováděno pomocí dvou tlačítek nebo táhel. Při zmáčknutí jednoho tlačítka či táhla se řadí rychlostní stupeň vyšší a naopak druhým tlačítkem se řadí nižší stupeň rychlosti. Řazení probíhá v okamžiku, kdy řidič zmáčkne dané tlačítko. [9]

## 2.3 Převodovka vozu Vector 05

Vector 05 je pátou generací monopostu Formula Student konstruovaného na VŠB. Oproti předchozím generacím zde pokračuje trend snižování hmotosti, při současném zvyšování výkonu a optimalizace zavěšení a aerodynamiky za účelem zlepšení celkových parametrů.

|  |   |
|--|---|
| <b>Celkový přehled:</b>                |   |
| <b>Rozměry D x Š x HV</b>              | 3010 x 1457 x 1140 mm                         |
| <b>Rozvor</b>                          | 1600 mm                                       |
| <b>Maximální rychlost</b>              | 120 km/h                                      |
| <b>Hmotnost</b>                        | 210 kg  |
| <b>Motor</b>                           |   |
| <b>Typ</b>                             | Yamaha FZ6, 4 válec, 600ccm                   |
| <b>Maximální výkon</b>                 | 72,77 kW při 12 000 rpm                       |
| <b>Maximální točivý moment</b>         | 62,78 N·m při 10 000 rpm                      |
| <b>Palivo</b>                          | RON 98  |
| <b>Převodovka</b>                      |   |
| <b>Typ</b>                             | 5-st. Sekvenční, řazení pádly pod volantem    |
| <b>Diferenciál</b>                     | Drexler                                       |
| <b>Spojka</b>                          | Mokrá, vícelamelová                           |
| <b>Řadící systém</b>                   | Elektro - pneumatický                         |
| <b>Elektronika a kontrolní systémy</b> |   |
| <b>Volant</b>                          | Multifunkční                                  |
| <b>Shifting control</b>                | Electro-pneumatic                             |
| <b>Telemetrie</b>                      | AiM Datalogger, GS Dash, GPS modul, EWP modul |

Na základě informací z předchozích kapitol lze naši převodovku popsat jako poloautomatickou, sekvenční, s čelními ozubenými koly s přímými zuby, bez synchronizace a řazení se provádí posunem kol se stranovými zuby. Ovládání řadícího mechanismu je realizováno pneumatickým systémem řízeného elektronicky, a pilot jej ovládá pomocí dvojice pádel pod volantem.

Spojka, která je mokrá, vícelamelová, zde slouží pouze pro potřeby rozjezdu a zastavení, během jízdy jí již pilot neovládá. Její obsluha se provádí pákou pod volantem. Řazení nahoru probíhá pro minimalizaci času přeražení beze spojky, pouze s přerušením zapalování. Při podřazení je spojka rozepnuta automaticky pomocí elektricky řízeného, pneumatického pístu.

Převodovka vychází ze sériové skříně, se zablokovanou možností řadit 1.st. Tato úprava byla provedena z důvodu způsobu ovládání řazení u motocyklů, kdy schéma řazení je 1-N-2-3-4-5-6. Následně je možno převodovku využívat se schématem N-1-2-3-4-5. Přizpůsobení převodových poměrů pro požadavky závodů Formula Student bylo provedeno pouze úpravou sekundárního převodu, kdy byl osazen pastorek s 11 zuby a rozeta na diferenciálu s 46zuby.



Obr. 18 Řadící mechanismus Vectoru 05 [17]



Obr. 19 Ozubená kola a hřídele převodovky FZ6 [17]

V teoretické části práce bylo vysvětleno několik základních principů a konstatován aktuální stav techniky. V následující praktické části bude těchto kapitol využito jako opor pro splnění vytyčených cílů práce. Prostudování aktuálního stavu techniky a používaných řešení v konstrukci převodovek bylo nezbytně nutné k nalezení cest ke splnění požadavků ze strany týmu Formula Student VŠB-TU Ostrava.

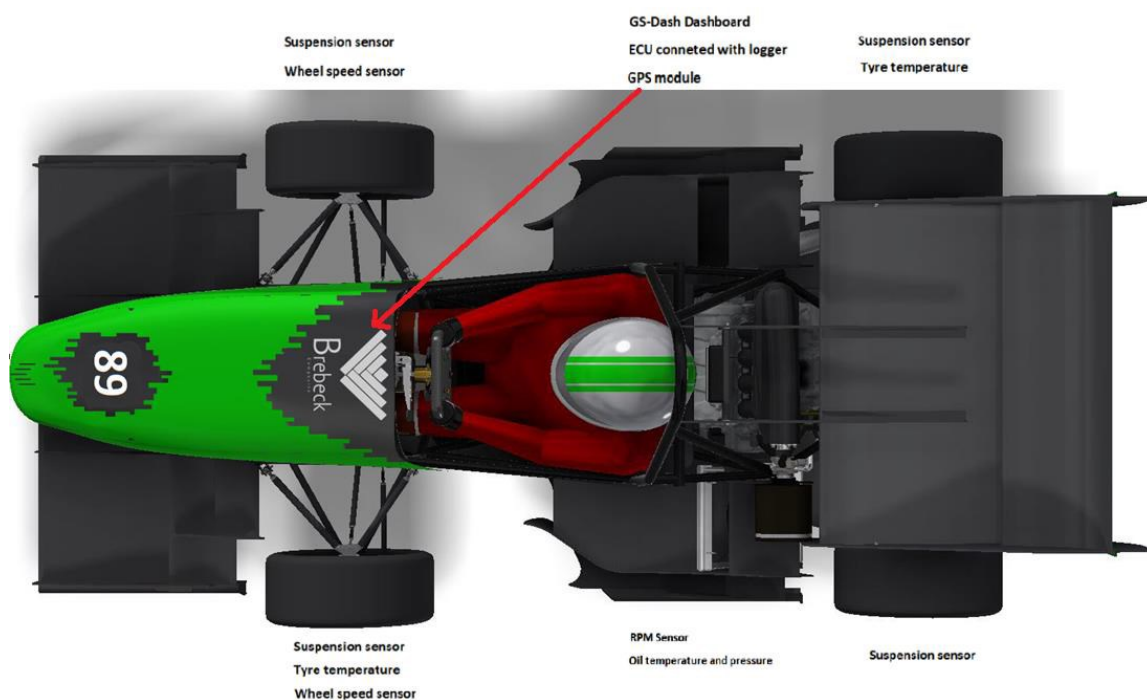
### 3. Rozbor současného řešení převodovky – jízdní dynamika

V rámci dynamických disciplín soutěží formule v: Acceleration (zrychlení na dráze 75m), Skid pad (jízda po dráze ve tvaru osmičky s určenými průměry kruhů), Autocross (jízda po připraveném okruhu) a Endurance + efficiency (vytrvalostní jízda na okruhu + měření spotřeby). Bodování je následující: Akcelerační 75b, Skipad 75b, Autocross 100b a Endurance + efficiency 325+100b. Na dynamických disciplínách lze tedy získat 625 z celkových 1000b. [3]

Jak je zmíněno v úvodu, aktuální řešení převodovky způsobovalo několik problémů. Prvním, na který upozorňovali piloti, bylo nevhodné odstupňování 1. a 2. stupně, kdy při disciplíně skipad otáčky neumožňovaly plynulou jízdu, následkem čehož vůz nedosahoval svého plného potenciálu. Obdobný problém vznikal při akceleraci a rychlých částech okruhu, kdy se nejvyšší rychlost dosahovala na hranici 3. a 4. stupně. Při následném rozboru dat z telemetrie jsem navíc odhalil velmi nízké otáčky při průjezdu zatáček s malým poloměrem, což bylo zapříčiněno dlouhým prvním stupněm.

#### 3.1 Systém telemetrie AIM

Hlavním zdrojem informací pro mou práci byl systém telemetrie AIM. Pojem telemetrie je technologie umožňující odloučené měření nebo sledování objektu na dálku s dálkovým přenosem dat. Původ slova pochází z řeckého téle - vzdálený a métron – měřidlo. I když je termín telemetrie většinou využíván k označení bezdrátového přenosu dat pomocí rádiového nebo infračerveného signálu, lze telemetrický signál přenášet i pomocí jiných komunikačních prostředků (např telefonní či počítačová síť včetně internetu, optické spoje a další drátové komunikační technologie, Bluetooth. Samotný přenos může pak být realizován kontinuálně v reálném čase, nebo pomocí tzv balíků dat, které jsou rozděleny do sekvencí dle aktuální potřeby. [22]



Obr. 20 Rozmístění senzorů [16]

Centrem tohoto systému je datalogger – zařízení k zaznamenávání dat. Vůz Vector 05 využívá model firmy AIM - EVO4s. Data se získávají pomocí vstupních senzorů, jedná se například o teploty, otáčky motoru, palubní napětí, a další. Systém je také vybaven GPS modulem, který umožňuje velmi přesné sledování pohybu vozu a jeho rychlosti. Zpracování a analyzování dat se provádí na počítači pomocí dodávaných programů, v tomto případě Race Studio [27]. Cílem pak je sledování a následné zpracování záznamu jízdních parametrů. Bez tohoto systému by se vyhodnocení jízdy a nastavení vozu dalo provádět pouze na základě poznatků pilotů a měření časů kol, což by ale neposkytovalo dostatečné údaje.

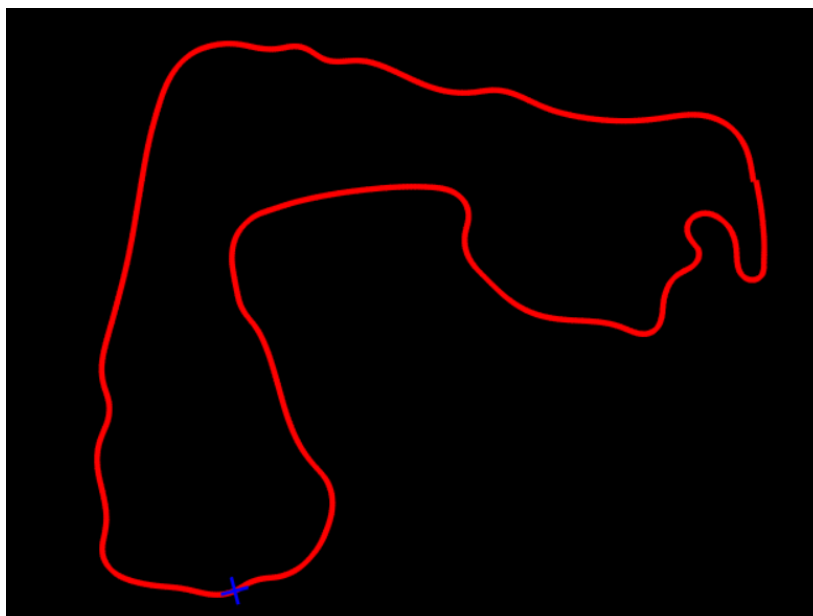




Obr. 21 Datalogger AIM - EVO4s [16]

### 3.1.1 Vyhodnocovaná data

Pro potřeby mé práce jsem měl k dispozici data ze závodů v Itálii, Česku a několika testů. Primárním zdrojem pro mě byly právě data ze závodů. V Itálii jízda probíhala na okruhu, který měl následující tvar:

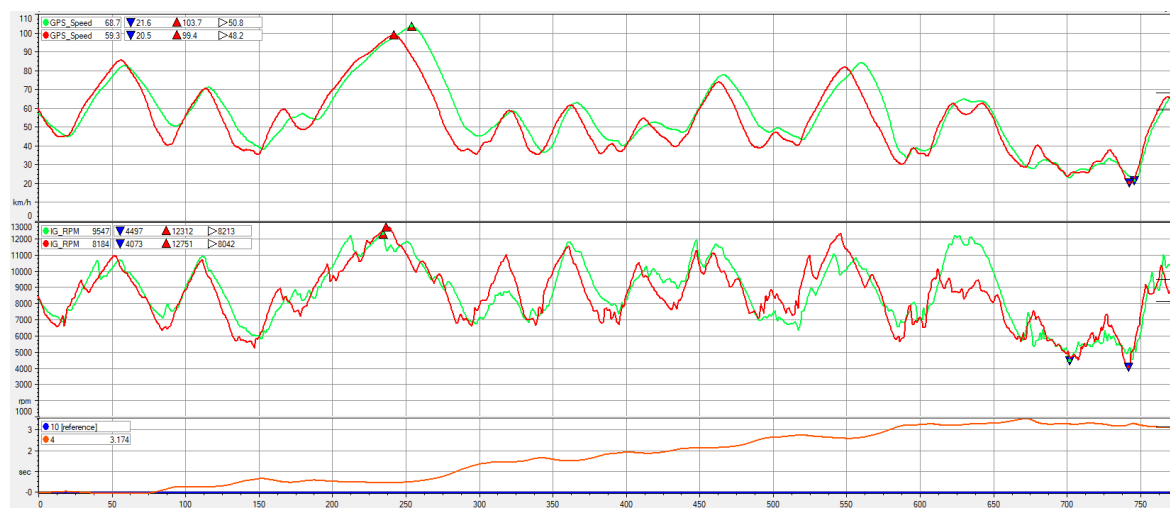


Obr. 22 Trať závodu [Autor]

Tento okruh jsem si zvolil z důvodu, že obsahuje jak technickou část, kde se nachází zatáčka s poloměrem blízkým nejmenšímu povolenému pravidly [3], tak zároveň na

poměry závodů Formula Student dlouhá rovinka, kde vůz dosahuje téměř své maximální rychlosti.

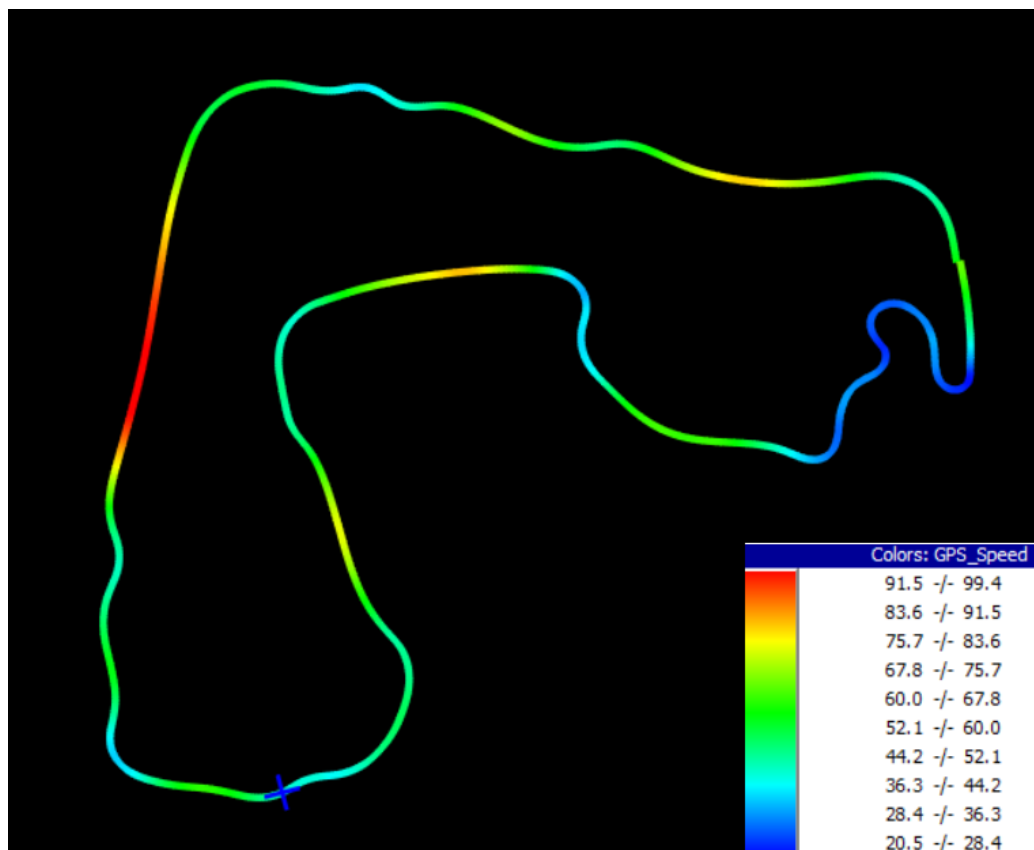
V rámci závodu jsem porovnával průjezdy dvou pilotů, z jejichž jízdy jsem využil pouze „čistá“ kola, tedy ta, kdy jízda nebyla ovlivněna chybou pilota. V případě první jízdy jsem takto vyřadil 5 kol z celkových 13, u druhé 8.



Obr. 23 Průběh otáček a rychlosti [Autor]

Graf výše ukazuje průběh otáček a rychlostí v nejlepším kole obou jezdců. Ačkoliv jak bylo zmíněno, se jedná o okruh kde nebyla využita zatáčka se zcela nejmenším možným poloměrem, vůz se zde dostával do velmi nízkých otáček. Na základě tohoto zjištění jsem si určil pro následující výpočet převodových poměrů podmínku minimální rychlosti, která je v závodě okolo 20km/h. Následně jsem přistoupil k podrobnějšímu rozboru celkově nejrychlejšího kola celého závodu, kterého dosáhl první pilot.

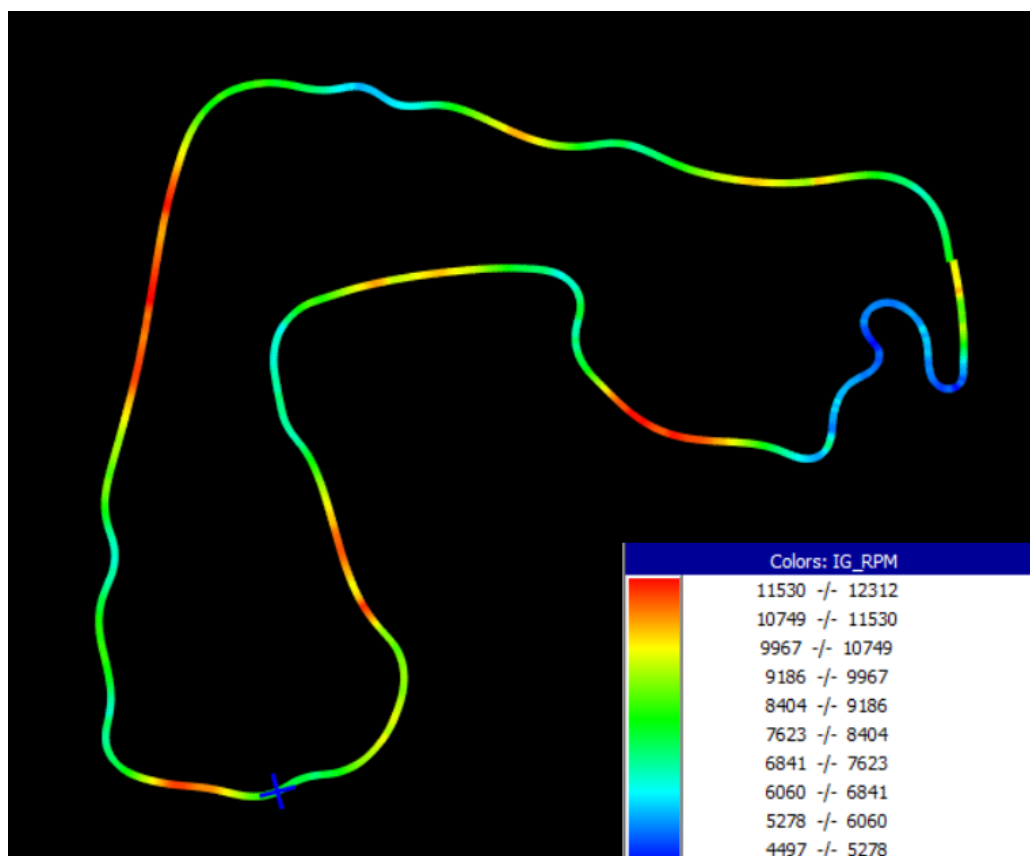




Obr. 24 Rychlost při jízdě na okruhu [Autor]

Průměrná rychlost dosažená v závodě byla 50km/h. Jak je patrné z obrázku výše, okruh střídá dva typy sekcí. Rychlejší, kde se vůz pohyboval rychlostí mezi 50 a 70 km/h a pomalejší, ve kterých byla rychlost 30 až 50 km/h. Nejvyšší rychlost, které vůz dosáhl, je 99,4km/h, nejnižší byla 20,5 km/h.

Tento okruh patří svým rozložením spíše k rychlejším, obecně je trend pořadatelů soutěží stavět technické tratě s nízkými dosahovanými rychlostmi, což klade vyšší nároky na nastavení ovládání vozu, vhodné odstupňování a plynulý nástup výkonu motoru. Nicméně nelze opominout také okruhy s charakteristikou obdobnou okruhu výše. Rozsah převodových stupňů proto musí být kompromisem, který umožní jízdu na všech typech okruhu, bez rizika, že by došlo k omezení maximální rychlosti z důvodu chybně navrženého nejvyššího převodového stupně.



Obr. 25 Otáčky motoru při jízdě na okruhu [Autor]

Průměrná hodnota otáček během závodu byla na úrovni 9000 ot/min. Jelikož motor formule dosahuje nejvyššího výkonu v 12000 otáčkách, a rozsah optimálních otáček je mezi 8500 a 13000, je patrné, že je zde potenciál na úpravu převodových poměrů. Při jejich vhodné úpravě by bylo možné více využívat plný výkon motoru, a tím dosahovat lepších výsledků v závodech.

### 3.2 Parametry současné převodovky

Prvním krokem k vyhodnocení současného řešení bylo sestavení pilového grafu a průběhů trakční charakteristiky.

|                       |                 |                       |
|-----------------------|-----------------|-----------------------|
| Převodovka Vectoru 05 |                 |                       |
| převodové stupně      | Převodový poměr | celk. převodový poměr |
| 1°                    | 1,974           | 16,46854              |
| 2°                    | 1,556           | 12,98128              |
| 3°                    | 1,333           | 11,12086              |
| 4°                    | 1,19            | 9,927845              |
| 5°                    | 1,083           | 9,035174              |
| Primární převod       | 1,995           | x                     |

|                      |          |   |
|----------------------|----------|---|
| Sekundární převod    | 4,181818 | x |
| Celkový stálý převod | 8,342727 | x |

Rychlost dosaženou na jednotlivé stupně vypočtu na základě [20] jako:

$$V_{\max k} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^p \cdot r_d}{i_{kcelk}}$$

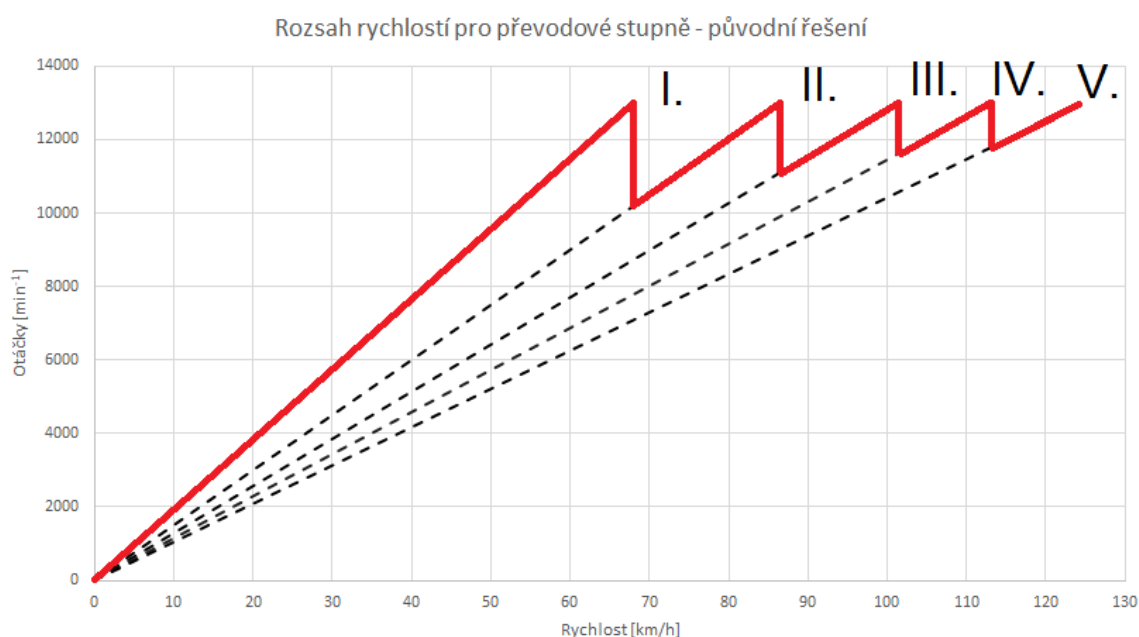
Kde:  $n^p$  jsou řadící otáčky,  $r_d$  dynamický poloměr kola a  $i_{kcelk}$  celkový převodový poměr příslušného stupně

Dynamický poloměr kola  $r$  je v mém případě 230mm, řadící otáčky 13000 ot/min.

Pro první stupeň pak dosažená rychlost vychází:

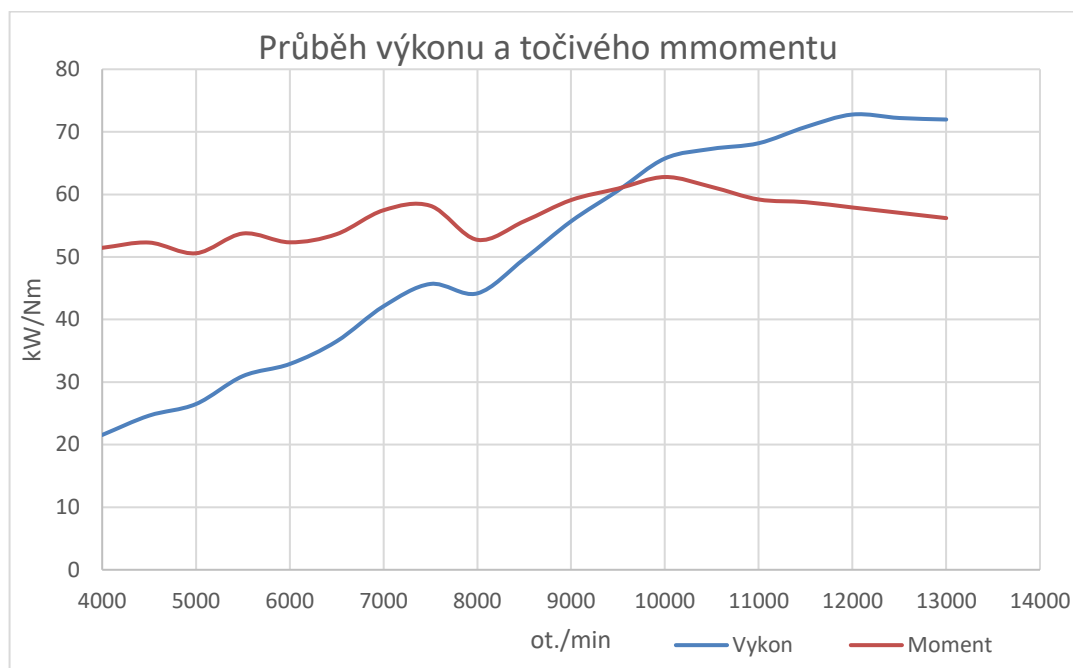
$$V_{\max 1} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^p \cdot r_d}{i_{1celk}}$$

$$V_{\max 1} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{13000 \cdot 0,23}{60 \cdot 16,4685} = 68,45 \text{ km/h}$$



Obr. 26 Pilový diagram původní převodovky

K vytvoření průběhu sil jsem potřeboval také znát průběh výkonu motoru. Pro tento účel jsem využil týmovým kolegou vytvořený 1d model motoru [25] z něhož lze potřebné údaje získat. Na jejich základě jsem poté vytvořil průběh sil na kolech.



Obr. 27 Průběh výkonu a točivého momentu

Tažnou sílu vypočteme podle [20] jako:

$$F_k = \frac{M_{sm} \cdot i_{kcelk} \cdot \eta_{pú}}{r_d}$$

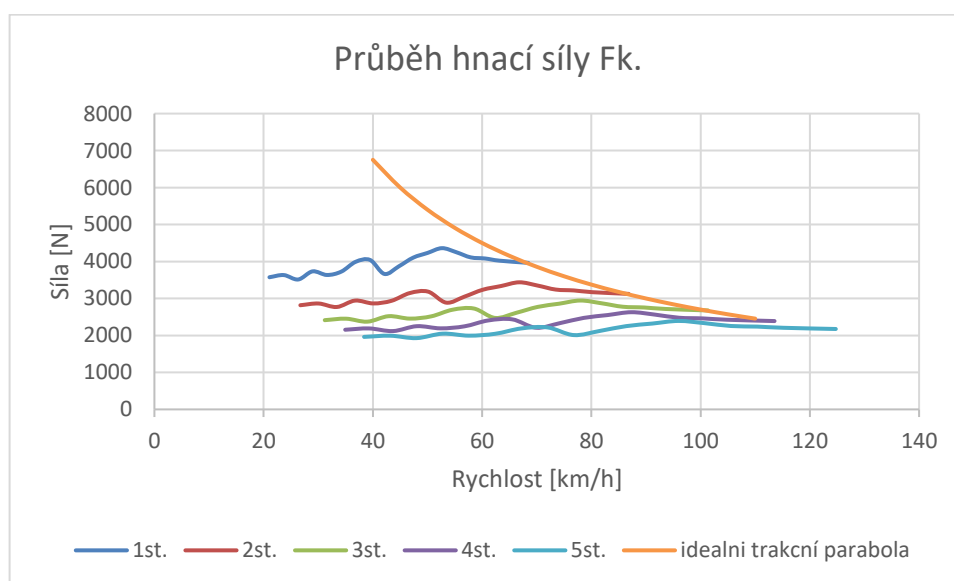
Kde:  $M_{sm}$  je točivý moment motoru

$i_{kcelk}$  celkový převodový poměr daného stupně

$\eta_{pú}$  účinnost převodového ústrojí

$r_d$  dynamický poloměr kola

Účinnost převodového ústrojí jsem určil na základě [20] na hodnotu 0,95.



Obr. 28 Průběh hnací síly Fk

## 4. Optimalizace počtu stupňů a převodových poměrů.

Na základně vyhodnocených dat ze závodů a testů jsem si určil podmínky pro nový návrh. Nejmenší převodový poměr budu hledat s ohledem na maximální dosaženou rychlost. Maximální rychlost, které formule dosáhla byla 105km/h, přičemž jako výpočtovou hodnotu jsem si pak dal cíl 110km/h, aby se zachovala rezerva pro tratě s vyšší rychlostí. Této rychlosti vůz dosáhne při maximálních otáčkách. Pro výpočet největšího převodového poměru jsem si dal za cíl zajištění dostatečných otáček v nejpomalejších zatáčkách. Nejnížší rychlost v závodě se pohybuje mírně okolo 20km/h, pro tuto rychlost pak budou požadované otáčky 4000 ot/min, což jsou nejnížší otáčky ve kterých se je motor chopen pohybovat. Další podmínkou pro výpočet byla úprava stálého převodu, kdy z důvodu změny konstrukce rámu mohla být rozeta s nejvýše 38mi zuby. Převodové stupně nacházející se mezi  $i_{pmax}$  a  $i_{pmin}$  jsem měl za cíl volit tak, aby bylo motor možné udržovat v optimálních otáčkách, které jsou od 8500 do 13000 ot/min.

Velikost sekundárního převodu určím na základě znalosti počtu zubů řetězky a rozety jako:

$$i_s = \frac{z_{roz}}{z_{řet}} = \frac{38}{11} = 3,4545$$

Celkový stálý převod je pak určen součinem primárního a stálého převodu

$$i_0 = i_p \cdot i_s = 1,995 \cdot 3,4545 = 6,8918$$

Velikost převodového poměru 1. rychlostního stupně  $i_{pmax}$  určím na základě podmínky minimální rychlosti při nejnížších provozních otáčkách [20]

$$n^{min} = 4000 \text{ ot/min} \quad V_{min} = 20 \text{ km/h}$$

$$i_{pmax} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^{min} \cdot r}{60 \cdot i_0 \cdot V_{min}}$$

$$i_{pmax} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{400 \cdot 0,23}{60 \cdot 6,8918 \cdot 20}$$

$$i_{pmax} = 2,5163$$

Velikost převodového poměru nejvyššího rychlostního stupně  $i_{pmin}$  určím na základě podmínky maximální rychlosti při nejvyšších provozních otáčkách [20]

$$n^{max} = 13000 \text{ ot/min} \quad V_{max} = 110 \text{ km/h}$$

$$i_{pmin} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^{max} \cdot r}{60 \cdot i_0 \cdot V_{max}}$$

$$i_{pmin} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{13000 \cdot 0,23}{60 \cdot 6,8918 \cdot 110}$$

$$i_{pmin} = 1,4869$$

Celkový rozsah převodovky  $\delta$  pak bude:

$$\delta = \frac{i_{pmax}}{i_{pmin}} = \frac{i_1}{i_k} = \frac{2,5163}{1,4869} = 1,6923$$

V rámci návrhu jsem zvažoval dvě možná řešení. Prvním bylo řešení s pouhými třemi stupni, které využívá například Brněnský tým. Druhé řešení bylo s čtyřmi stupni, toto řešení využívají například týmy z Plně, Liberce a oba Pražské týmy. Pro obě varianty jsem sestrojil pilové diagramy s geometrickou a progresivní charakteristikou. První a nejvyšší převodové stupně byly pro všechny varianty shodné, jelikož byly dány výše určenými podmínkami.

#### 4.1 Tří stupňové provedení s geometrickou řadou převodových stupňů

Geometrické řady převodových stupňů se vyznačují totožnými hodnotami řadicích otáček u všech stupňů. Je to způsobeno konstantním poměrem dvou po sobě jdoucích převodů  $q$  [20]. Jsou proto vhodné pro vozy, u kterých požadujeme, aby se motor využíval určený rozsah otáček. Vztahy pro výpočet geometrické řady jsou dle [20] následující:

$$\delta_i = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_{k-1}}{i_k} = q = konst$$

$$\delta = q^{k-1} \rightarrow q = \sqrt[k-1]{\delta} = \sqrt[k-1]{\frac{i_1}{i_k}}$$

Pro ostatní stupně pak platí:

$$i_2 = \frac{i_1}{q}; i_3 = \frac{i_2}{q}; \dots; i_{k-1} = \frac{i_{k-2}}{q}$$

V mém případě se pak  $q$  rovná

$$q = \sqrt[k-1]{\delta} = \sqrt[3-1]{1,6923} = 1,3$$

Převodový poměr druhého stupně pak bude:

$$i_2 = \frac{i_1}{q} = \frac{2,5163}{1,3} = 1,9343$$

Dle vztahu pro výpočet rychlosti [20] jsem sestrojil kinematickou charakteristiku (pilový diagram). Řadící otáčky  $n_p$  jsem si zvolil 13000.

$$V_{max} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^p \cdot r}{i_{celk}}$$

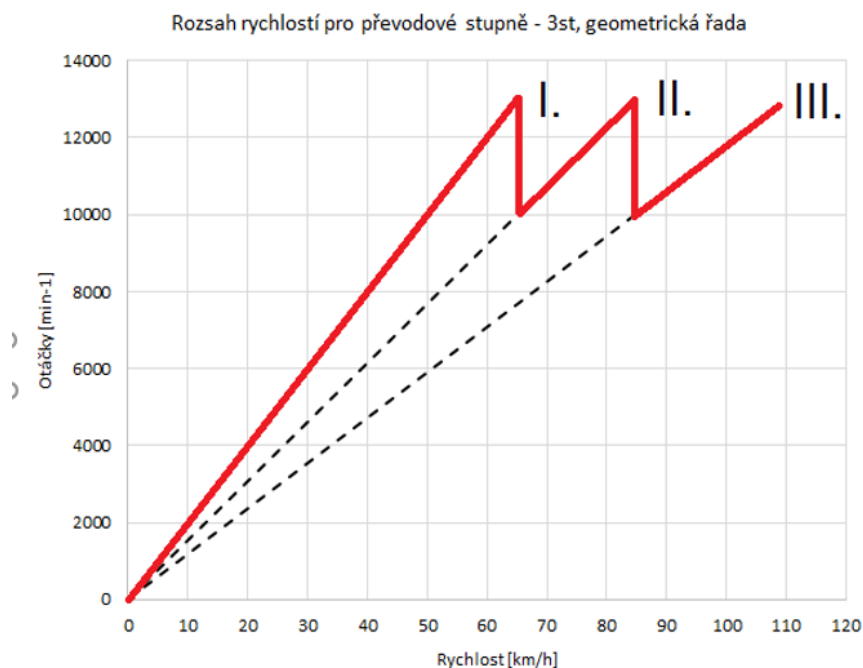
$$V_{max1} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^p \cdot r}{60 \cdot i_1 \cdot i_0} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{13000 \cdot 0,23}{60 \cdot 2,5163 \cdot 6,8918} = 65 \text{ km/h}$$

$$V_{max2} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^p \cdot r}{60 \cdot i_1 \cdot i_0} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{13000 \cdot 0,23}{60 \cdot 1,9343 \cdot 6,8918} = 84,55 \text{ km/h}$$

$$V_{max3} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{n^p \cdot r}{60 \cdot i_1 \cdot i_0} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{13000 \cdot 0,23}{60 \cdot 1,4869 \cdot 6,8918} = 110 \text{ km/h}$$

Celkový přehled varianty:

| 3° geometrická řada  |                 |                         |
|----------------------|-----------------|-------------------------|
| převodové stupně     | Převodový poměr | Celkový převodový poměr |
| 1°                   | 2,516258        | 17,34159                |
| 2°                   | 1,934263        | 13,33059                |
| 3°                   | 1,48688         | 10,2473                 |
| Primární převod      | 1,995           | x                       |
| Sekundární převod    | 3,454545        | x                       |
| Celkový stálý převod | 6,891818        | x                       |



Obr. 29 Pilový diagram, 3st, geometrické odstupňování [Autor]

## 4.2 Tří stupňové provedení s progresivní řadou převodových stupňů

Progresivní charakteristika nám umožňuje snížit skoky mezi jednotlivými stupni. Je to výhodné zejména vozidla pohybující se ve větších rychlostech, kde pro překonání odporů potřebujeme plný výkon motoru.

Zavádí se zde parametr progrese  $y$ , který se určí jako:

$$y = \frac{k^2 - 3k + 2}{2} \sqrt{q^{k-1}}$$

$q$  v první fázi volím. V mém případě jsem si zvolil hodnotu 1,2

$$y = \frac{3^2 - 3 \cdot 3 + 2}{2} \sqrt{q^{3-1}} = 1,75$$

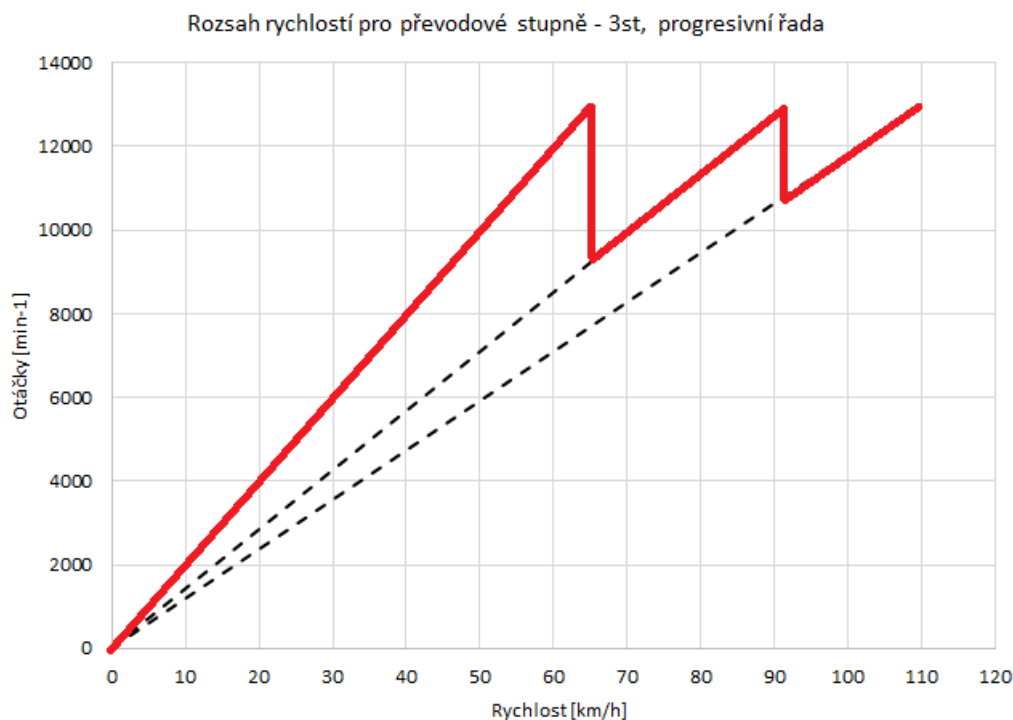
Hodnotu parametru  $q$  pro jednotlivé stupně je:

$$q_{1-2} = yq_{2-3} = y^2q_{3-4} \dots$$

Parametry řešení s progresivní charakteristikou jsou:

| 3° progresivní řada  |                 |                         |
|----------------------|-----------------|-------------------------|
| převodové stupně     | Převodový poměr | celkový převodový poměr |
| 1°                   | 2,516258        | 17,34159                |
| 2°                   | 1,784256        | 12,29676                |
| 3°                   | 1,48688         | 10,2473                 |
| Primární převod      | 1,995           | x                       |
| Sekundární převod    | 3,454545        | x                       |
| Celkový stálý převod | 6,891818        | x                       |



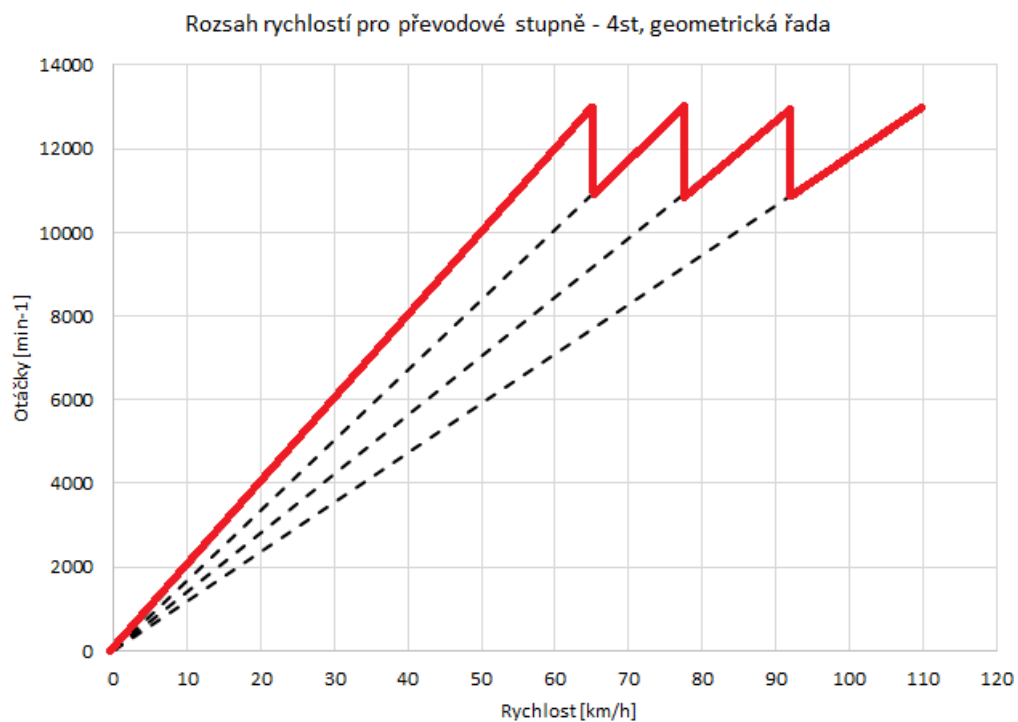


Obr. 30 Pilový diagram, 3st, progresivní odstupňování [Autor]

### 4.3 Čtyř stupňové provedení s geometrickou řadou převodových stupňů

Výpočet 4. stupňových variant probíhal obdobně jako 3. stupňové, uvádím proto pouze přehled hodnot v tabulkách

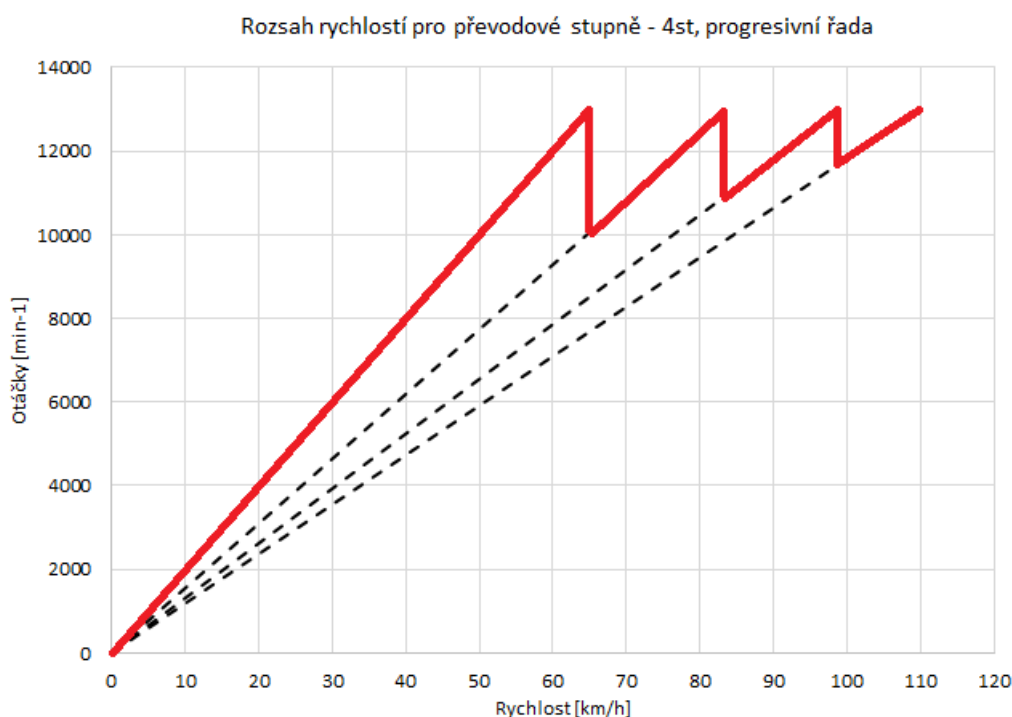
| 4° geometrická řada  |                 |                         |
|----------------------|-----------------|-------------------------|
| převodové stupně     | Převodový poměr | celkový převodový poměr |
| 1°                   | 2,516258        | 17,34159                |
| 2°                   | 2,111521        | 14,55222                |
| 3°                   | 1,771885        | 12,21151                |
| 4°                   | 1,48688         | 10,2473                 |
| Primární převod      | 1,995           | x                       |
| Sekundární převod    | 3,454545        | x                       |
| Celkový stálý převod | 6,891818        | x                       |



Obr. 31 Pilový diagram, 4st, geometrické odstupňování [Autor]

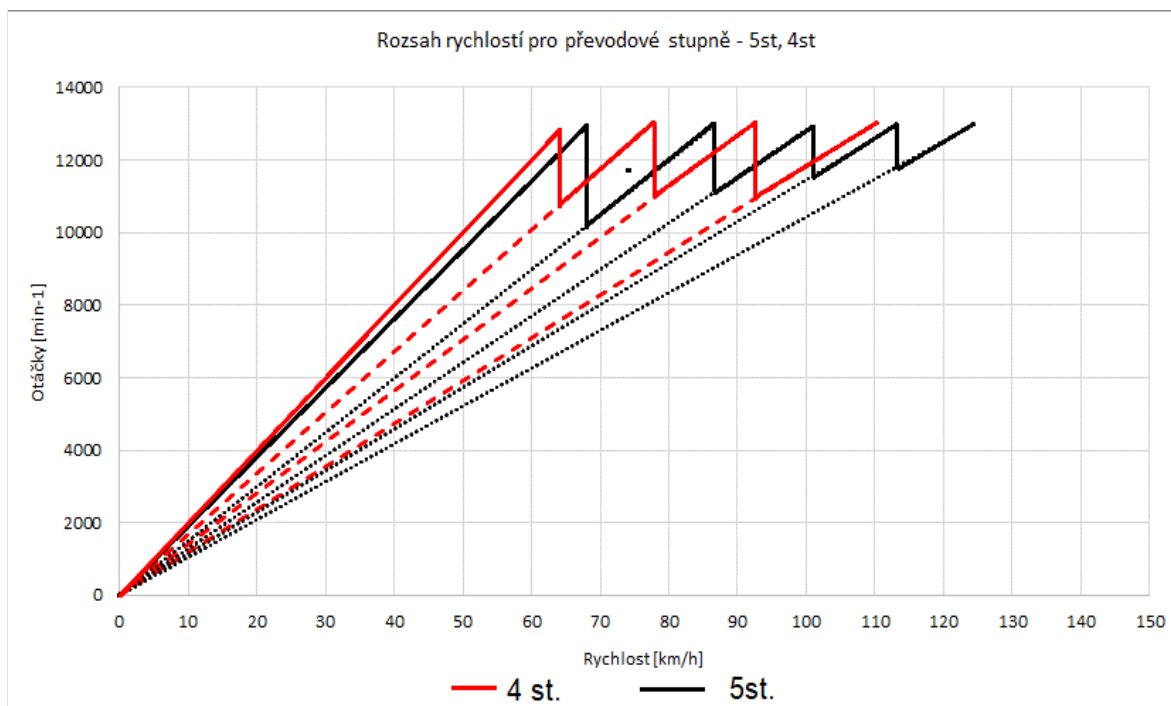
#### 4.4 Čtyř stupňové provedení s progresivní řadou převodových stupňů

| 4° progresivní řada  |                 |                         |
|----------------------|-----------------|-------------------------|
| převodové stupně     | Převodový poměr | celkový převodový poměr |
| 1°                   | 2,516258        | 17,34159                |
| 2°                   | 1,95            | 13,43905                |
| 3°                   | 1,65            | 11,3715                 |
| 4°                   | 1,48688         | 10,2473                 |
| Primární převod      | 1,995           | x                       |
| Sekundární převod    | 3,454545        | x                       |
| Celkový stálý převod | 6,891818        | x                       |

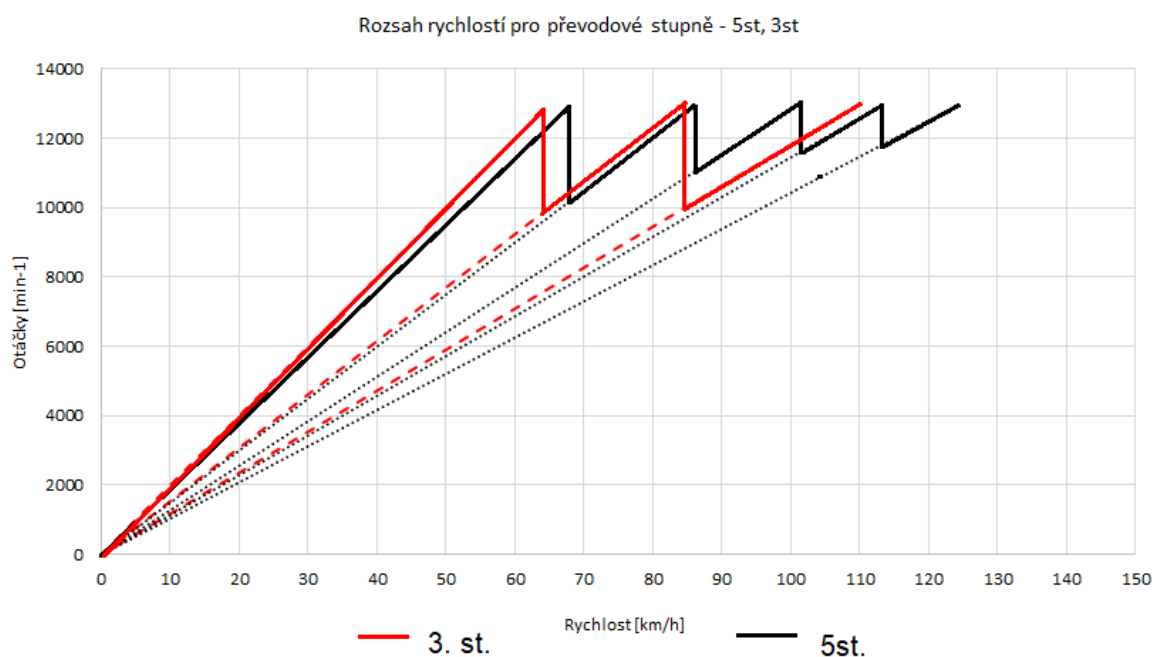


Obr. 32 Pilový diagram, 3st, progresivní odstupňování [Autor]

Varianty s progresivní charakteristikou jsem zamítl z důvodu velkého skoku mezi 1. a 2. stupněm, kdy by hrozilo, že pokud pilot v závodě přeřadí dříve než v optimálních řadicích otáčkách, dojde k poklesu mimo optimální používané otáčky. Do dalšího porovnání jsem tedy vybral geometrické verze obou možností.

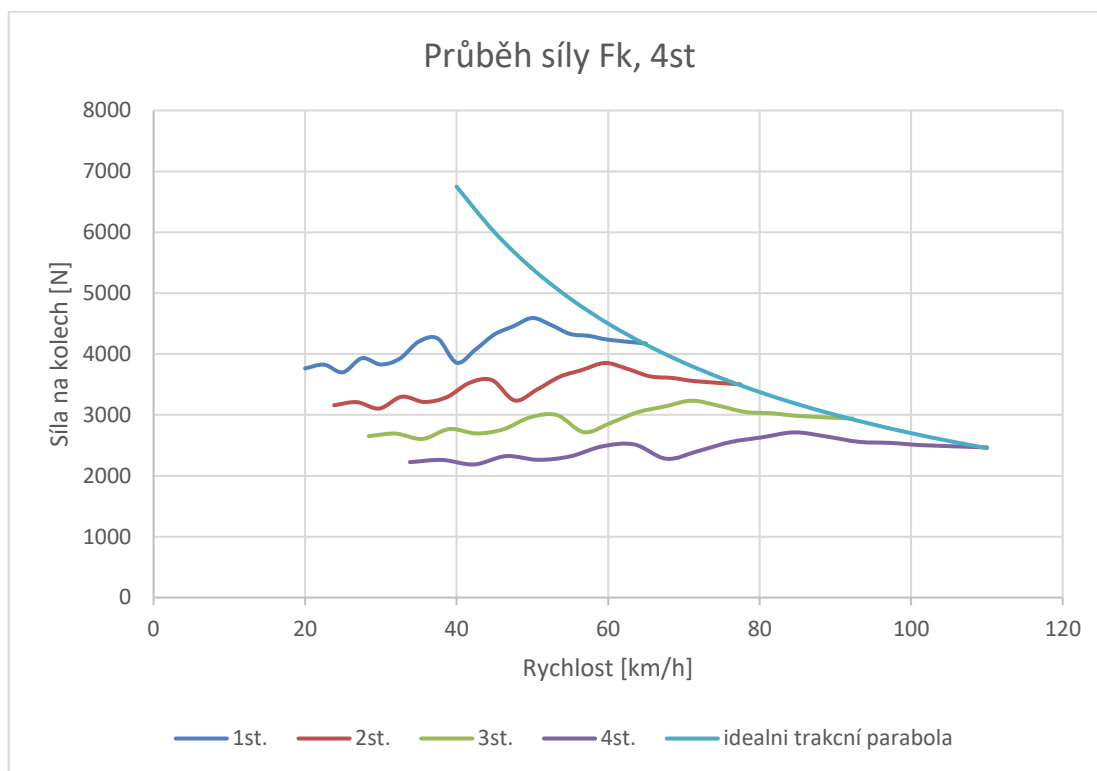


Obr. 33 Porovnání pilových diagramů 4. a 5. st provedení [Autor]



Obr. 34 Porovnání pilových diagramů 3 a 5. st provedení [Autor]

Jelikož tří stupňová varianta svými průběhy téměř kopírovala původní řešení, a tím by nevyřešila problémy, rozhodl jsem se pro využití 4 stupňového řešení. Pro to jsem následně provedl sestavení charakteristiky  $F_k$  a v následující kapitole navrhl ozubená kola.

Obr. 35 Průběh síly  $F_k$  4. stupňové převodovky [Autor]

## 5. Konstrukční návrh převodovky.

Návrh mé převodovky byl inspirován sadou kol převodových stupňů firmy Nova Racing, která se zaměřuje na úpravy motocyklových převodovek a nabízí také sety převodových kol pro potřebu soutěže Formula Student [26]. Tyto sety využívají původní hřídele převodovky, které jsou dimenzovány na vyšší výkon a točivý moment motoru sériového motocyklu v porovnání s omezenými výkony formulí. Není proto potřeba nechávat vyrábět na zakázku nové, díky čemuž se snižují náklady. Mým úkolem bylo tedy navrhnout geometrii kol, která budou tento cíl splňovat.

### 5.1 Parametry sériového ozubení

Převodové poměry a rozměry kol primárního převodu a jednotlivých stupňů jsem získal z servisního manuálu [15], hodnoty sekundárního převodu jsem určil dle řetězky a rozety na formulí.

| Parametry sériového ozubení |                             |                 |            |                           |
|-----------------------------|-----------------------------|-----------------|------------|---------------------------|
| Převod                      | Typ převodu                 | Převodový poměr | Počty zubů | Šířka ozubeného kola [mm] |
| Primární                    | Ozubená kola s přímými zuby | 1,955           | 86/44      | -                         |

|                   |                             |       |       |           |
|-------------------|-----------------------------|-------|-------|-----------|
| <b>1st</b>        | Ozubená kola s přímými zuby | 2,864 | 37/13 | 15,5/13   |
| <b>2st</b>        | Ozubená kola s přímými zuby | 1,947 | 37/19 | 12,5/12   |
| <b>3st</b>        | Ozubená kola s přímými zuby | 1,556 | 28/18 | 12/12     |
| <b>4st</b>        | Ozubená kola s přímými zuby | 1,333 | 32/24 | 13/12,5   |
| <b>5st</b>        | Ozubená kola s přímými zuby | 1,190 | 25/21 | 12,5/12,5 |
| <b>6st</b>        | Ozubená kola s přímými zuby | 1,083 | 26/24 | 15/14,5   |
| <b>Sekundární</b> | Řetězový převod             | 4,182 | 46/11 | -         |

## 5.2 Návrh ozubených kol

Pro návrh ozubených kol jsem využíval funkci programu Inventor generátor ozubených kol. Program umožňuje na základě zadaných parametrů vytvořit převod, a také provést kontrolní výpočet.

Vstupními hodnotami byly v mém případě osová vzdálenost, modul ozubení, převodový poměr, točivý moment a otáčky. Osová vzdálenost je dána konstrukcí převodovky a je 65mm. Modul jsem si zvolil 2,2. Převodové poměry jsem zadal dle mého návrhu, Inventor je dokáže sám upravit na skutečné hodnoty se zohledněním počtu zubů kol. Velikost zatěžujícího momentu a otáček jsem volil následovně:

$M_{zátěž}$  = průměrný moment při optimálních otáčkách, které leží mezi 8500 a 13000 vynásobený hodnotou stálého převodu.

$$M_{zátěž} = M_{prům} \cdot 1,995$$

$$M_{zátěž} = 58,884 \cdot 1,995 = 170 Nm$$

$n_{výp.}$  = průměrná hodnota z rozsahu optimálních otáček

$$n_{výp.} = \frac{8500+13000}{2}$$

$$n_{výp.} = 10750 \text{ ot/min}$$

Vzhledem k tomu, že jsem nepočítal s maximální hodnotou točivého momentu, doplnil jsem výpočet také o jednorázové přetížení s koeficientem 1,1.

Jako pro výrobu kol jsem využil vysoce odolnou ocel 16 526, povrchová úprava bude kalení a cementování. Podrobnější popis ocele je v tabulce materiál. Materiál včetně povrchové úpravy je pro všechna kola stejný. Následující kapitola ukazuje výpočet ozubených kol 1. převodového stupně, zbývající výpočty jsou součástí přílohy.

### 5.3 Výpočet ozubených kol 1. převodového stupeň

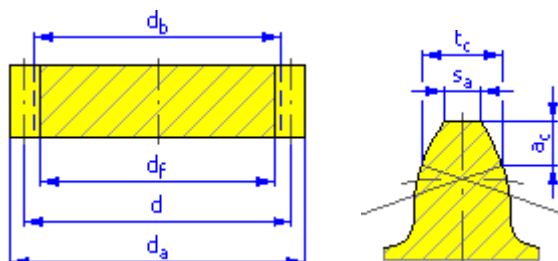
#### 5.3.1 Společné parametry

|                                |               |             |
|--------------------------------|---------------|-------------|
| Převodový poměr                | i             | 2,4706 ul   |
| Požadovaný převodový poměr     | $i_{in}$      | 2,5163 ul   |
| Modul                          | m             | 2,200 mm    |
| Úhel sklonu                    | $\beta$       | 0,0000 deg  |
| Úhel profilu                   | $\alpha$      | 20,0000 deg |
| Vzdálenost os                  | $a_w$         | 65,000 mm   |
| Roztečná vzdálenost os         | a             | 64,900 mm   |
| Celková jednotková korekce     | $\Sigma x$    | 0,0457 ul   |
| Rozteč zubů                    | p             | 6,912 mm    |
| Základní rozteč                | $p_{tb}$      | 6,495 mm    |
| Provozní úhel záběru           | $\alpha_w$    | 20,2408 deg |
| Součinitel trvání záběru       | $\varepsilon$ | 1,6086 ul   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_x$         | 0,0100 mm   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_y$         | 0,0050 mm   |

#### 5.3.2 Kola

|                          |         | Kolo 1     | Kolo 2     |
|--------------------------|---------|------------|------------|
| Typ modelu               |         | Komponenta | Komponenta |
| Počet zubů               | z       | 17 ul      | 42 ul      |
| Jednotkové posunutí      | x       | 0,0000 ul  | 0,0457 ul  |
| Průměr roztečné kružnice | d       | 37,400 mm  | 92,400 mm  |
| Průměr hlavové kružnice  | $d_a$   | 41,799 mm  | 97,000 mm  |
| Průměr patní kružnice    | $d_f$   | 31,900 mm  | 87,101 mm  |
| Průměr základní kružnice | $d_b$   | 35,145 mm  | 86,828 mm  |
| Pracovní roztečný průměr | $d_w$   | 37,458 mm  | 92,542 mm  |
| Šířka ozubení            | b       | 15,000 mm  | 15,000 mm  |
| Šířkový poměr            | $b_r$   | 0,5348 ul  | 0,2165 ul  |
| Výška hlavy zubu         | $a^*$   | 1,0000 ul  | 1,0000 ul  |
| Hlavová vůle             | $c^*$   | 0,2500 ul  | 0,2500 ul  |
| Zaoblení paty            | $r_f^*$ | 0,3500 ul  | 0,3500 ul  |

|  |            |             |             |
|--|------------|-------------|-------------|
| Tloušťka zubu                            | s          | 3,456 mm    | 3,529 mm    |
| Čelní tloušťka zubu                      | $s_t$      | 3,456 mm    | 3,529 mm    |
| Tloušťka zubu na těživě                  | $t_c$      | 3,052 mm    | 3,116 mm    |
| Výška hlavy zubu nad těživou             | $a_c$      | 1,644 mm    | 1,733 mm    |
| Rozměr přes zuby                         | W          | 16,761 mm   | 30,589 mm   |
| Rozměr přes zuby                         | $z_w$      | 3,000 ul    | 5,000 ul    |
| Rozměr přes válečky (kuličky)            | M          | 43,123 mm   | 98,550 mm   |
| Průměr válečku (kuličky)                 | $d_m$      | 4,000 mm    | 4,000 mm    |
| Mezní úchylka sklonu zubu                | $F_\beta$  | 0,0100 mm   | 0,0110 mm   |
| Mezní obvodové házení ozubení            | $F_r$      | 0,0170 mm   | 0,0210 mm   |
| Mezní úchylka čelní rozteče              | $f_{pt}$   | 0,0075 mm   | 0,0085 mm   |
| Mezní úchylka základní rozteče           | $f_{pb}$   | 0,0070 mm   | 0,0080 mm   |
| Náhradní počet zubů                      | $z_v$      | 17,000 ul   | 42,000 ul   |
| Virtuální roztečný průměr                | $d_n$      | 37,400 mm   | 92,400 mm   |
| Virtuální hlavový průměr                 | $d_{an}$   | 41,799 mm   | 97,000 mm   |
| Virtuální průměr základní kružnice       | $d_{bn}$   | 35,145 mm   | 86,828 mm   |
| Jednotková korekce bez zúžení            | $x_z$      | 0,5533 ul   | -0,2197 ul  |
| Jednotková korekce bez podříznutí        | $x_p$      | 0,0254 ul   | -1,4368 ul  |
| Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím | $x_d$      | -0,1446 ul  | -1,6068 ul  |
| Snížení hlavy zubu                       | k          | 0,0003 ul   | 0,0003 ul   |
| Jednotková šířka hlavy zubu              | $s_a$      | 0,6744 ul   | 0,7555 ul   |
| Hlavový úhel profilu                     | $\alpha_a$ | 32,7752 deg | 26,4749 deg |



### 5.3.3 Zatížení

|                   |          | Kolo 1        | Kolo 2      |
|-------------------|----------|---------------|-------------|
| Výkon             | P        | 131,711 kW    | 129,077 kW  |
| Otáčky            | n        | 10750,00 rpm  | 4351,19 rpm |
| Krouticí moment   | T        | 117,000 N m   | 283,278 N m |
| Účinnost          | $\eta$   | 0,980 ul      |             |
| Radiální síla     | $F_r$    | 2303,521 N    |             |
| Obvodová síla     | $F_t$    | 6247,059 N    |             |
| Axiální síla      | $F_a$    | 0,000 N       |             |
| Normální síla     | $F_n$    | 6658,225 N    |             |
| Obvodová rychlost | v        | 21,051 mps    |             |
| Rezonanční otáčky | $n_{E1}$ | 39111,908 rpm |             |



### 5.3.4 Materiál

|  |                 | Kolo 1       | Kolo 2       |
|--|-----------------|--------------|--------------|
|  |                 | CSN 16526    | CSN 16526    |
| Mez pevnosti v tahu                      | $S_u$           | 1130 MPa     | 1130 MPa     |
| Mez kluzu v tahu                         | $S_y$           | 885 MPa      | 885 MPa      |
| Modul pružnosti v tahu                   | $E$             | 206000 MPa   | 206000 MPa   |
| Poissonova konstanta                     | $\mu$           | 0,300 ul     | 0,300 ul     |
| Mez únavy v ohybu                        | $\sigma_{Flim}$ | 740,0 MPa    | 740,0 MPa    |
| Mez únavy v dotyku                       | $\sigma_{Hlim}$ | 1330,0 MPa   | 1330,0 MPa   |
| Tvrdost v jádře zubu                     | JHV             | 210 ul       | 210 ul       |
| Tvrdost na boku zubu                     | VHV             | 650 ul       | 650 ul       |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu  | $N_{Flim}$      | 3000000 ul   | 3000000 ul   |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku | $N_{Hlim}$      | 100000000 ul | 100000000 ul |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb       | $q_F$           | 9,0 ul       | 9,0 ul       |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk      | $q_H$           | 10,0 ul      | 10,0 ul      |
| Zpracování materiálu                     | tvar            | 4 ul         | 4 ul         |

### 5.3.5 Výpočet pevnosti

Součinitelé přídatných zatížení

|  |              |          |          |
|--|--------------|----------|----------|
| Součinitel vnějších dynamických sil          | $K_A$        | 1,100 ul |          |
| Součinitel vnitřních dynamických sil         | $K_{Hv}$     | 1,223 ul | 1,223 ul |
| Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce      | $K_{H\beta}$ | 1,178 ul | 1,152 ul |
| Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů | $K_{Ho}$     | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel jednorázového přetížení           | $K_{AS}$     | 1,100 ul |          |

Součinitelé pro dotyk

|   |              |            |          |
|---|--------------|------------|----------|
| Součinitel mechanických vlastností      | $Z_E$        | 189,812 ul |          |
| Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů | $Z_H$        | 2,478 ul   |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Z_\epsilon$ | 0,893 ul   |          |
| Součinitel jednopárového záběru         | $Z_B$        | 1,104 ul   | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Z_N$        | 1,315 ul   | 1,440 ul |
| Součinitel maziva                       | $Z_L$        | 0,967 ul   |          |
| Součinitel výchozí drsnosti zubů        | $Z_R$        | 1,000 ul   |          |
| Součinitel obvodové rychlosti           | $Z_v$        | 1,056 ul   |          |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Z_\beta$    | 1,000 ul   |          |
| Součinitel velikosti                    | $Z_x$        | 1,000 ul   | 1,000 ul |
| Součinitel párování materiálu           | $Z_w$        | 1,000 ul   |          |

## Součinitelé pro ohyb

|   |                |          |          |
|---|----------------|----------|----------|
| Součinitel tvaru zubu                   | $Y_{Fa}$       | 2,986 ul | 2,363 ul |
| Součinitel koncentrace napětí           | $Y_{Sa}$       | 1,470 ul | 1,592 ul |
| Součinitel přidavného vrubu v patě zubu | $Y_{Sag}$      | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Y_{\beta}$    | 1,000 ul |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Y_{\epsilon}$ | 0,697 ul |          |
| Součinitel střídavého zatížení          | $Y_A$          | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel technologie výroby           | $Y_T$          | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Y_N$          | 1,000 ul | 1,016 ul |
| Součinitel vrubové citlivosti           | $Y_{\delta}$   | 1,268 ul | 1,288 ul |
| Součinitel velikosti                    | $Y_X$          | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel drsnosti povrchu             | $Y_R$          | 1,000 ul |          |

## Výsledky

|                                 |               |          |          |
|---------------------------------|---------------|----------|----------|
| Součinitel bezpečnosti v dotyku | $S_H$         | 1,023 ul | 1,133 ul |
| Součinitel bezpečnosti v ohybu  | $S_F$         | 1,532 ul | 1,845 ul |
| Statická bezpečnost v dotyku    | $S_{Hst}$     | 1,364 ul | 1,506 ul |
| Statická bezpečnost v ohybu     | $S_{Fst}$     | 3,022 ul | 3,581 ul |
| Kontrolní výpočet               | <b>Kladný</b> |          |          |

Mnou navržená geometrie kol kontrolnímu výpočtu vyhověla.

## 6. Závěrečné zhodnocení úprav.

Za základě provedené rešerše stávajícího řešení vozidla Formula Student VŠB-TU Ostrava a používaných řešeních jinými týmy bylo navrženo několik možností konstrukčních úprav. Vyhodnocení dosažených parametrů jednotlivých úprav bylo zvoleno maximálně vhodné konstrukční řešení pro vybraný vůz.

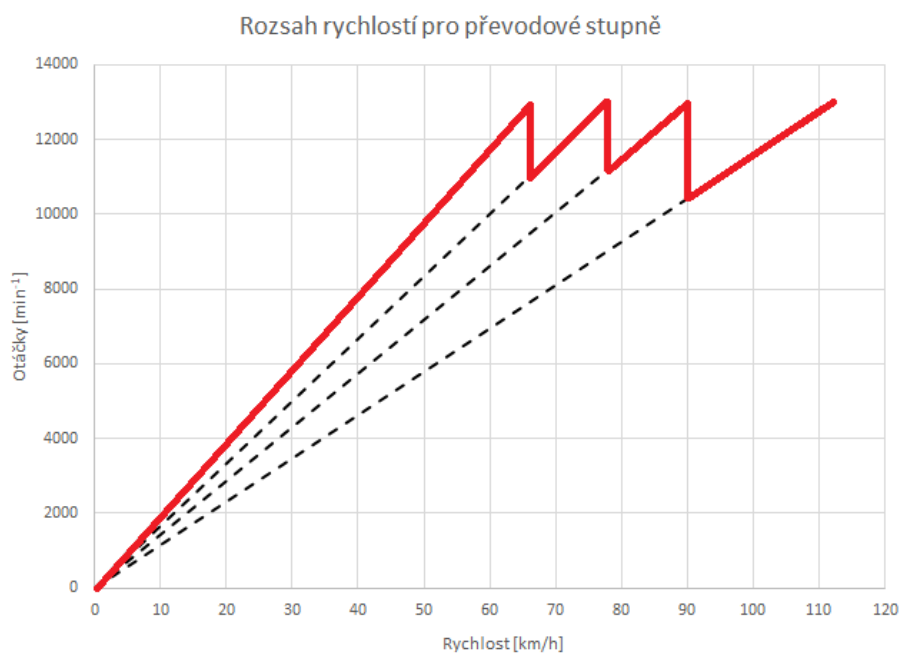
Dále byl vytvořen návrh geometrie ozubených kol jako podklad k případné výrobě prototypové převodovky dle vytyčených cílů práce. Tímto byly cíle práce bezesbytku splněny.

### 6.1 Úprava skutečných převodových poměrů

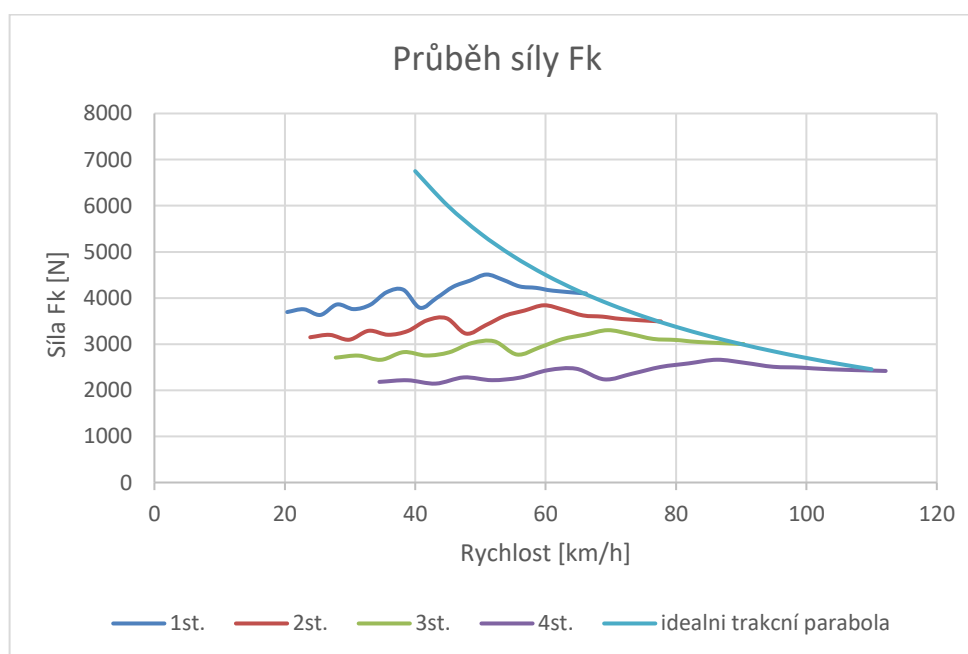
Tabulka níže ukazuje výsledné převodové poměry po zohlednění počtu zubů ozubených kol.

| Převodový stupeň | Navržený převodový poměr | Počet zubů - pastorek | Počet zubů - kolo | Skutečný převodový poměr |
|------------------|--------------------------|-----------------------|-------------------|--------------------------|
| 1                | 2,516258                 | 17                    | 42                | 2,4706                   |
| 2                | 2,111521                 | 19                    | 40                | 2,1053                   |
| 3                | 1,771885                 | 21                    | 38                | 1,8095                   |
| 4                | 1,48688                  | 24                    | 35                | 1,4583                   |

## 6.2 Pilový diagram a průběh síly $F_k$



Obr. 36 Pilový diagram skutečných převodů [Autor]



Obr. 37 Průběh síly  $F_k$  skutečných převodů [Autor]

Tabulky níže popisují nárůst síly na kolech  $F_k$ , v porovnáním s původním řešením

|                       | <b>převodový stupeň</b> | <b>I.</b> | <b>II.</b> | <b>III</b> | <b>IV</b>  | <b>V</b> |
|-----------------------|-------------------------|-----------|------------|------------|------------|----------|
| <i>Původní řešení</i> | $F_k$ , maximum [N]     | 4360,34   | 3437,026   | 2944,445   | 2628,57406 | 2392,223 |
| <i>Nový návrh</i>     | $F_k$ , maximum [N]     | 4591,495  | 3852,959   | 3233,215   | 2713,15641 |          |
|                       | Rozdíl [N]              | 231,155   | 415,9327   | 288,7704   | 84,5823545 |          |

|                       | <b>převodový stupeň</b>     | <b>I.</b> | <b>II.</b> | <b>III</b> | <b>IV</b>  | <b>V</b> |
|-----------------------|-----------------------------|-----------|------------|------------|------------|----------|
| <i>Původní řešení</i> | $F_k$ , střední hodnota [N] | 3916,875  | 3087,466   | 2644,982   | 2361,2366  | 2148,924 |
| <i>Nový návrh</i>     | $F_k$ , střední hodnota [N] | 4124,52   | 3461,096   | 2904,383   | 2437,21656 |          |
|                       | Rozdíl [N]                  | 207,6455  | 373,6305   | 259,4012   | 75,9799599 |          |

|                            | <b>převodový stupeň</b> | <b>I.</b> | <b>II.</b> | <b>III</b> | <b>IV</b> |
|----------------------------|-------------------------|-----------|------------|------------|-----------|
| <i>Procentuální rozdíl</i> |                         | 5,3       | 12,1       | 9,8        | 3,2       |

Porovnání velikosti síly na kolech  $F_k$  ukazuje, že kromě splnění zadaných cílů došlo také navíc k zvýšení dynamiky vozu, což bude přínosem zejména v disciplíně „akcelerační“.

### 6.3 Závěrečná doporučení

Navržená převodovka pro vůz Formula Student VŠB -TU O strava by měla zlepšit dynamické vlastnosti vozu. Je však nutné brát na zřetel, že rozličné dynamické disciplíny vyžadují určité kompromisní řešení. Je tedy v zásadě očekávatelné, že mohou nastat situace, kdy zvolená konfigurace nebude lepší než stávající řešení. Práce však věnovala značné úsilí zpracování dat z jízd a závodů tak, aby konstrukce maximálně reflektovala skutečné požadavky na převodovku.

Navržené konstrukční řešení by bylo dobré před výrobou prototypových částí konzultovat zejména s výrobcem těchto částí, který má s výrobou ozubených kol praktické zkušenosti. Zároveň provést rozvahu, zda náklady na výrobu převodovky výrazně

nepřevyšují výhody plynou ze změn konstrukce, nebo zda-li není možné použít části převodovky dostupné u výrobců, zabývajícími se úpravami převodovek daného typu.

## **7. Závěr.**

### **7.1 Obecný závěr práce**

Diplomová práce na téma Návrh převodovky pro závodní vozidlo v úvodu práce a její teoretické části seznamuje se stavem techniky a s používanými druhy převodovek. Dále popisuje převodovku vozu Formule Student VŠB TU Ostrava a její parametry.

V praktické části práce se věnuje vyhodnocení dat telemetrie získaných v průběhu závodů a testování. Na základě těchto dat provádím návrh upraveného počtu převodových stupňů a jim příslušným převodových poměrů. Z návrhů vybírám ten nejvíce vhodný, a pro něj sestavuji geometrii ozubených kol jednotlivých stupňů. Pro navrženou geometrii ozubení jsem zvolil vhodný materiál kol a provedl pevnostní kontrolu. Následně provádím porovnání konečného výsledku s původním řešením a mým teoretickým návrhem.

V závěru práce jsou pak konstatovány dosažené výsledky a doporučení k dalšímu řešení problematiky.

### **7.2 Využitelnost výsledků práce**

Výsledky práce budou zřejmě primárně sloužit týmu Formule Student VŠB TU Ostrava k výrobě prototypové převodovky. Výpočty a další podklady pak k tvorbě tzv. desing reportu jako podkladu pro hodnocení vozu s pohledu technologie na závodech studentských formulí.

Výpočty a zejména rešeršní část práce v úvodu mohou být využity jako podklady pro tvorbu učebních materiálů, zejména pro předměty: Silniční vozidla I, Teorie dopravních prostředků a Vybrané přednášky z konstrukce závodních vozidel.

### **7.3 Potenciál pro budoucí řešení dané problematiky**

Práce řeší zejména návrh ozubených kol z pohledu jízdní dynamiky. Bylo by však možné řešit také tvarovou optimalizaci kol z pohledu snížení jejich hmotnosti. Dále by bylo vhodné věnovat se více řadícímu mechanismu převodovky, zejména pak řadícímu válci z pohledu snížení hmotnosti.

Práce neřeší zejména problém mazání převodovky po konstrukčních změnách. Autor ani tým formule neočekává zásadní změny, avšak bylo by dobré se z hlediska spolehlivosti převodovky tomuto problému také věnovat.

Další z oblastí, které by byly vhodné k podrobnému řešení je MKP simulace zatížení kol se zohledněním únavy. Ačkoliv probíhají závody Formula Student na relativně krátkých tratích, bylo by dobré tuto oblast nepodcenit a znát očekávanou životnost převodovky.

K optimalizaci jsou vhodné také hřídele převodovky, které byly zachovány původní. Vzhledem k jejich dimenzování na vyšší výkon je zde potenciál na jejich odlehčení a tím také snížení rotačních hmot, to vše při zachování životnosti.

## 8. Seznam použité literatury

- [1] MARTYR, A. J.; PLINT, M. A., Engine testing theory and practice. 3. Vyd. V Oxfordu: Elsevier's Science & Technology, 2007, 442 s. ISBN-13: 978-0-7506-8439-2.
- [2] Vlk, František. Převodová ústrojí Motorových Vozidel: Spojky, Převodovky, Rozvodovky, Diferenciály, Hnací Hřídele, Klouby 1. Vlastním nákladem, 2000, 312 s., ISBN 9788023852752.
- [3] Formula Student Rules 2020 [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: [https://www.formulastudent.de/fileadmin/user\\_upload/all/2020/rules/FS-Rules\\_2020\\_V1.0.pdf](https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf)
- [4] Jak funguje sekvenční převodovka? EWRC [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.ewrc.cz/clanek/3441/>
- [5] Kaps transmissions [online]. [cit. 2021-5-13]. Dostupné z: <https://www.kaps-transmissions.com/products-ml-evo-ix-5-speed.html>
- [6] MotoGP transmissions. Highpowermedia [online]. [cit. 2021-5-13]. Dostupné z: <https://www.highpowermedia.com/Archive/motogp-transmissions>
- [7] Variátor (převodovka). Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor\\_%28p%C5%99evodovka%29](https://cs.wikipedia.org/wiki/Vari%C3%A1tor_%28p%C5%99evodovka%29)
- [8] Prevodova ustroji [online]. In: . 2007 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/17282353-Prakticka-dilna-prevodova-ustroji-motorovych-vozidel-prenos-tociveho-momentu-elektrohydraulicke-ovladani-revodovky-zf-4hp22eh.html>
- [9] Převodovky DSG [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1478>
- [10] VLK, F. Teorie a konstrukce motocyklů 1. Brno: Vlastním nákladem, 2004. ISBN 80-239-1601-7
- [11] VLK, F. Teorie a konstrukce motocyklů 2. Brno: Vlastním nákladem, 2004. ISBN 80-239-1601-7
- [12] SPALDING, Neil. MotoGP Technology 3rd Edition. Phoebus Apollo Publishing, 2018. ISBN 978-1999885601.
- [13] Převodovky Zeroshift. Zeroshift.com [online]. [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: <https://www.zeroshift.com/>

- [14] ŠMIRAUS, Jakub. Transmise závodních vozidel.
- [15] Yamaha Motor Corporation. FZ6/FZ6-SS SERVICE MANUAL. U.S.A., 2005.
- [16] FORMULA STUDENT VSB – TU OSTRAVA. ENGINEERING DESIGN BOOK. Ostrava, 2019.
- [17] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. Automobily. 7. Převody. vydání. Brno: Nakladatelství Avid, spol. s r. o., Brno, 2012. ISBN 978-80-87143-21-6.
- [18] Race Car Design. Great Britain: Levenham Press, 2014. ISBN 978-1137030146.
- [19] RICHTÁŘ, Michal, Jakub ŠMIRAUS a Pavel DRESLER. Stavba silničních vozidel. Ostrava, 2017. ISBN 978-80-428-3264-7
- [20] MATĚJKA, Rostislav. Vozidlá silniční dopravy I. 2. Bratislava: Alfa, 1990. ISBN 80-05-00392-7.
- [21] MATĚJKA, Rostislav. Vozidlá silniční dopravy II. 2. Žilina, 1992. ISBN 80-7100-074-4.
- [22] ŠMIRAUS, Jakub. Dynamika a výkon vozidla v praxi. Ostrava, 2020.
- [23] Automatické převodovky [online]. [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1477>
- [24] Převodovka ZF 6HP26. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatické\\_převodovky#/media/Soubor:ZF\\_6HP26.PNG](https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatické_převodovky#/media/Soubor:ZF_6HP26.PNG)
- [25] KOCHÁNEK, Jiří. Optimalizace sacího traktu čtyřtáctného spalovacího motoru Yamaha FZ6 pro závodní vozidlo soutěže Formula Student [online]. Ostrava, 2020 [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/142164>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [26] Yamaha transmissions. Nova Racing [online]. [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: <https://www.novaracing.co.uk/ManufacturerYamaha.html>
- [27] Telemetrie AiM [online]. [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: [http://www.qs.vyrobce.cz/aim.html?fbclid=IwAR2hB6OUQ\\_WRqOm28rM1l5fbean7Ng3tV1mn\\_Kh79cYJUBR237H-FenMi40](http://www.qs.vyrobce.cz/aim.html?fbclid=IwAR2hB6OUQ_WRqOm28rM1l5fbean7Ng3tV1mn_Kh79cYJUBR237H-FenMi40)



## Seznam obrázků

|   |    |
|---|----|
| Obr. 1 Schéma pohonu [2].....   | 9  |
| Obr. 2 Primární převod s zubenými koly [2] .....                                | 10 |
| Obr. 3 Primární převod s řetězem [2] .....                                      | 11 |
| Obr. 4 Sekvenční převodovka Kaps Transmissions [5] .....                        | 16 |
| Obr. 5 Řadící bubínek firmy Kaps [5] .....                                      | 17 |
| Obr. 6 Soustava převodů [6] .....   | 18 |
| Obr. 7 Přejchod z neutrálu na první stupeň [6] .....                            | 18 |
| Obr. 8 Úplné zajištění prvního stupně [6].....                                  | 19 |
| Obr. 9 Přejchod z prvního stupně na druhý [6] .....                             | 19 |
| Obr. 10 Postup úplného zajištění druhého stupně [6] .....                       | 20 |
| Obr. 11 Variátor s párovými koly [7] .....                                      | 21 |
| Obr. 12 Variátor s kuželovými s řemenem [7].....                                | 21 |
| Obr. 13 Variátory s kuželovým kolem [7] .....                                   | 22 |
| Obr. 14 Variátor s talířovými koly [7] .....                                    | 22 |
| Obr. 15 Sférický variátor s vnitřními (vlevo) a vnějšími (vpravo) koly [7]..... | 23 |
| Obr. 16 Automatická převodovka [23] .....                                       | 25 |
| Obr. 17 Schéma převodovky DSG [9] .....   | 26 |
| Obr. 18 Řadící mechanismus Vectoru 05 [17].....                                 | 28 |
| Obr. 19 Ozubená kola a hřídele převodovky FZ6 [17] .....                        | 28 |
| Obr. 20 Rozmístění senzorů [16] .....   | 30 |
| Obr. 21 Datalogger AIM - EVO4s [16] .....                                       | 31 |
| Obr. 22 Trať závodu [Autor] .....   | 31 |
| Obr. 23 Průběh otáček a rychlosti [Autor] .....                                 | 32 |
| Obr. 24 Rychlost při jízdě na okruhu [Autor] .....                              | 33 |
| Obr. 25 Otáčky motoru při jízdě na okruhu [Autor] .....                         | 34 |
| Obr. 26 Pilový diagram původní převodovky .....                                 | 35 |
| Obr. 27 Průběh výkonu a točivého momentu .....                                  | 36 |
| Obr. 28 Průběh hnací síly $F_k$ .....   | 36 |
| Obr. 29 Pilový diagram, 3st, geometrické odstupňování [Autor] .....             | 39 |
| Obr. 30 Pilový diagram, 3st, progresivní odstupňování [Autor] .....             | 41 |
| Obr. 31 Pilový diagram, 4st, geometrické odstupňování [Autor] .....             | 42 |
| Obr. 32 Pilový diagram, 3st, progresivní odstupňování [Autor] .....             | 43 |
| Obr. 33 Porovnání pilových diagramů 4. a 5. st provedení [Autor] .....          | 44 |
| Obr. 34 Porovnání pilových diagramů 3 a 5. st provedení [Autor] .....           | 44 |
| Obr. 35 Průběh síly $F_k$ 4. stupňové převodovky [Autor] .....                  | 45 |
| Obr. 36 Pilový diagram skutečných převodů [Autor] .....                         | 51 |
| Obr. 37 Průběh síly $F_k$ skutečných převodů [Autor] .....                      | 51 |

## Přílohy

Výpočet ozubených kol 2. až 4. stupně.

### Výpočet ozubených kol 2. převodového stupně

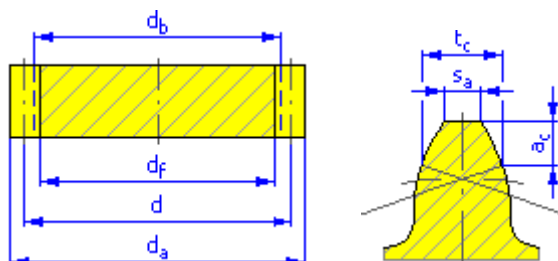
#### Společné parametry

|                                |               |             |
|--------------------------------|---------------|-------------|
| Převodový poměr                | $i$           | 2,1053 ul   |
| Požadovaný převodový poměr     | $i_{in}$      | 2,1115 ul   |
| Modul                          | $m$           | 2,200 mm    |
| Úhel sklonu                    | $\beta$       | 0,0000 deg  |
| Úhel profilu                   | $\alpha$      | 20,0000 deg |
| Vzdálenost os                  | $a_w$         | 65,000 mm   |
| Roztečná vzdálenost os         | $a$           | 64,900 mm   |
| Celková jednotková korekce     | $\Sigma x$    | 0,0457 ul   |
| Rozteč zubů                    | $p$           | 6,912 mm    |
| Základní rozteč                | $p_{tb}$      | 6,495 mm    |
| Provozní úhel záběru           | $\alpha_w$    | 20,2408 deg |
| Součinitel trvání záběru       | $\varepsilon$ | 1,6181 ul   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_x$         | 0,0100 mm   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_y$         | 0,0050 mm   |

#### Kola

|                          |         | Kolo 1     | Kolo 2     |
|--------------------------|---------|------------|------------|
| Typ modelu               |         | Komponenta | Komponenta |
| Počet zubů               | $z$     | 19 ul      | 40 ul      |
| Jednotkové posunutí      | $x$     | 0,0000 ul  | 0,0457 ul  |
| Průměr roztečné kružnice | $d$     | 41,800 mm  | 88,000 mm  |
| Průměr hlavové kružnice  | $d_a$   | 46,199 mm  | 92,600 mm  |
| Průměr patní kružnice    | $d_f$   | 36,300 mm  | 82,701 mm  |
| Průměr základní kružnice | $d_b$   | 39,279 mm  | 82,693 mm  |
| Pracovní roztečný průměr | $d_w$   | 41,864 mm  | 88,136 mm  |
| Šířka ozubení            | $b$     | 13,000 mm  | 13,000 mm  |
| Šířkový poměr            | $b_r$   | 0,4785 ul  | 0,2273 ul  |
| Výška hlavy zubu         | $a^*$   | 1,0000 ul  | 1,0000 ul  |
| Hlavová vůle             | $c^*$   | 0,2500 ul  | 0,2500 ul  |
| Zaoblení paty            | $r_f^*$ | 0,3500 ul  | 0,3500 ul  |
| Tloušťka zubu            | $s$     | 3,456 mm   | 3,529 mm   |
| Čelní tloušťka zubu      | $s_t$   | 3,456 mm   | 3,529 mm   |

|  |            |             |             |
|--|------------|-------------|-------------|
| Tloušťka zubu na těživě                  | $t_c$      | 3,052 mm    | 3,116 mm    |
| Výška hlavy zubu nad těživou             | $a_c$      | 1,644 mm    | 1,733 mm    |
| Rozměr přes zuby                         | $W$        | 16,822 mm   | 30,527 mm   |
| Rozměr přes zuby                         | $z_w$      | 3,000 ul    | 5,000 ul    |
| Rozměr přes válečky (kuličky)            | $M$        | 47,563 mm   | 94,139 mm   |
| Průměr válečku (kuličky)                 | $d_M$      | 4,000 mm    | 4,000 mm    |
| Mezní úchylka sklonu zubu                | $F_\beta$  | 0,0100 mm   | 0,0110 mm   |
| Mezní obvodové házení ozubení            | $F_r$      | 0,0170 mm   | 0,0210 mm   |
| Mezní úchylka čelní rozteče              | $f_{pt}$   | 0,0075 mm   | 0,0085 mm   |
| Mezní úchylka základní rozteče           | $f_{pb}$   | 0,0070 mm   | 0,0080 mm   |
| Náhradní počet zubů                      | $z_v$      | 19,000 ul   | 40,000 ul   |
| Virtuální roztečný průměr                | $d_n$      | 41,800 mm   | 88,000 mm   |
| Virtuální hlavový průměr                 | $d_{an}$   | 46,199 mm   | 92,600 mm   |
| Virtuální průměr základní kružnice       | $d_{bn}$   | 39,279 mm   | 82,693 mm   |
| Jednotková korekce bez zúžení            | $x_z$      | 0,4895 ul   | -0,1588 ul  |
| Jednotková korekce bez podříznutí        | $x_p$      | -0,0916 ul  | -1,3198 ul  |
| Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím | $x_d$      | -0,2615 ul  | -1,4898 ul  |
| Snížení hlavy zubu                       | $k$        | 0,0003 ul   | 0,0003 ul   |
| Jednotková šířka hlavy zubu              | $s_a$      | 0,6889 ul   | 0,7517 ul   |
| Hlavový úhel profilu                     | $\alpha_a$ | 31,7645 deg | 26,7457 deg |



## Zatížení

|                   |          | Kolo 1        | Kolo 2      |
|-------------------|----------|---------------|-------------|
| Výkon             | $P$      | 131,711 kW    | 129,077 kW  |
| Otáčky            | $n$      | 10750,00 rpm  | 5106,25 rpm |
| Krouticí moment   | $T$      | 117,000 N m   | 241,389 N m |
| Účinnost          | $\eta$   | 0,980 ul      |             |
| Radiální síla     | $F_r$    | 2061,045 N    |             |
| Obvodová síla     | $F_t$    | 5589,474 N    |             |
| Axiální síla      | $F_a$    | 0,000 N       |             |
| Normální síla     | $F_n$    | 5957,359 N    |             |
| Obvodová rychlost | $v$      | 23,528 mps    |             |
| Rezonanční otáčky | $n_{E1}$ | 32209,690 rpm |             |

**Materiál**

|  |                 | Kolo 1       | Kolo 2       |
|--|-----------------|--------------|--------------|
|  |                 | CSN 16526    | CSN 16526    |
| Mez pevnosti v tahu                      | $S_u$           | 1130 MPa     | 1130 MPa     |
| Mez kluzu v tahu                         | $S_y$           | 885 MPa      | 885 MPa      |
| Modul pružnosti v tahu                   | $E$             | 206000 MPa   | 206000 MPa   |
| Poissonova konstanta                     | $\mu$           | 0,300 ul     | 0,300 ul     |
| Mez únavy v ohybu                        | $\sigma_{Flim}$ | 740,0 MPa    | 740,0 MPa    |
| Mez únavy v dotyku                       | $\sigma_{Hlim}$ | 1330,0 MPa   | 1330,0 MPa   |
| Tvrdost v jádře zubu                     | JHV             | 210 ul       | 210 ul       |
| Tvrdost na boku zubu                     | VHV             | 650 ul       | 650 ul       |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu  | $N_{Flim}$      | 3000000 ul   | 3000000 ul   |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku | $N_{Hlim}$      | 100000000 ul | 100000000 ul |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb       | $q_F$           | 9,0 ul       | 9,0 ul       |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk      | $q_H$           | 10,0 ul      | 10,0 ul      |
| Zpracování materiálu                     | tvar            | 4 ul         | 4 ul         |

**Výpočet pevnosti**

## Součinitelé přidavných zatížení

|  |              |          |          |
|--|--------------|----------|----------|
| Součinitel vnějších dynamických sil          | $K_A$        | 1,100 ul |          |
| Součinitel vnitřních dynamických sil         | $K_{Hv}$     | 1,294 ul | 1,294 ul |
| Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce      | $K_{H\beta}$ | 1,183 ul | 1,157 ul |
| Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů | $K_{Ho}$     | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel jednorázového přetížení           | $K_{AS}$     | 1,100 ul |          |

## Součinitelé pro dotyk

|   |              |            |          |
|---|--------------|------------|----------|
| Součinitel mechanických vlastností      | $Z_E$        | 189,812 ul |          |
| Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů | $Z_H$        | 2,478 ul   |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Z_\epsilon$ | 0,891 ul   |          |
| Součinitel jednopárového záběru         | $Z_\beta$    | 1,076 ul   | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Z_N$        | 1,315 ul   | 1,417 ul |
| Součinitel maziva                       | $Z_L$        | 0,967 ul   |          |
| Součinitel výchozí drsnosti zubů        | $Z_R$        | 1,000 ul   |          |
| Součinitel obvodové rychlosti           | $Z_v$        | 1,060 ul   |          |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Z_\beta$    | 1,000 ul   |          |
| Součinitel velikosti                    | $Z_x$        | 1,000 ul   | 1,000 ul |
| Součinitel párování materiálu           | $Z_w$        | 1,000 ul   |          |

## Součinitelé pro ohyb

|                       |          |          |          |
|-----------------------|----------|----------|----------|
| Součinitel tvaru zubu | $Y_{Fa}$ | 2,871 ul | 2,379 ul |
|-----------------------|----------|----------|----------|

|   |                |          |          |
|---|----------------|----------|----------|
| Součinitel koncentrace napětí           | $Y_{sa}$       | 1,487 ul | 1,586 ul |
| Součinitel přídavného vrubu v patě zubu | $Y_{sag}$      | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Y_{\beta}$    | 1,000 ul |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Y_{\epsilon}$ | 0,694 ul |          |
| Součinitel střídavého zatížení          | $Y_A$          | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel technologie výroby           | $Y_T$          | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Y_N$          | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel vrubové citlivosti           | $Y_{\delta}$   | 1,269 ul | 1,287 ul |
| Součinitel velikosti                    | $Y_x$          | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel drsnosti povrchu             | $Y_R$          | 1,000 ul |          |

### Výsledky

|                                 |           |               |          |
|---------------------------------|-----------|---------------|----------|
| Součinitel bezpečnosti v dotyku | $S_H$     | 1,023 ul      | 1,186 ul |
| Součinitel bezpečnosti v ohybu  | $S_F$     | 1,667 ul      | 1,912 ul |
| Statická bezpečnost v dotyku    | $S_{Hst}$ | 1,483 ul      | 1,597 ul |
| Statická bezpečnost v ohybu     | $S_{Fst}$ | 3,283 ul      | 3,713 ul |
| Kontrolní výpočet               |           | <b>Kladný</b> |          |

## Výpočet ozubených kol 3. převodového stupně

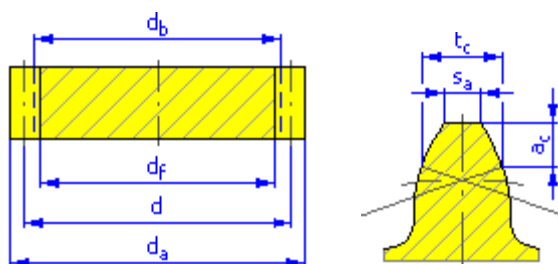
### Společné parametry

|                                |            |             |
|--------------------------------|------------|-------------|
| Převodový poměr                | $i$        | 1,8095 ul   |
| Požadovaný převodový poměr     | $i_{in}$   | 1,7719 ul   |
| Modul                          | $m$        | 2,200 mm    |
| Úhel sklonu                    | $\beta$    | 0,0000 deg  |
| Úhel profilu                   | $\alpha$   | 20,0000 deg |
| Vzdálenost os                  | $a_w$      | 65,000 mm   |
| Roztečná vzdálenost os         | $a$        | 64,900 mm   |
| Celková jednotková korekce     | $\Sigma x$ | 0,0457 ul   |
| Rozteč zubů                    | $p$        | 6,912 mm    |
| Základní rozteč                | $p_{tb}$   | 6,495 mm    |
| Provozní úhel záběru           | $\alpha_w$ | 20,2408 deg |
| Součinitel trvání záběru       | $\epsilon$ | 1,6253 ul   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_x$      | 0,0100 mm   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_y$      | 0,0050 mm   |

### Kola

|            |            |            |
|------------|------------|------------|
|            | Kolo 1     | Kolo 2     |
| Typ modelu | Komponenta | Komponenta |

|  |                  |             |             |
|--|------------------|-------------|-------------|
| Počet zubů                               | z                | 21 ul       | 38 ul       |
| Jednotkové posunutí                      | x                | 0,0000 ul   | 0,0457 ul   |
| Průměr roztečné kružnice                 | d                | 46,200 mm   | 83,600 mm   |
| Průměr hlavové kružnice                  | d <sub>a</sub>   | 50,599 mm   | 88,200 mm   |
| Průměr patní kružnice                    | d <sub>f</sub>   | 40,700 mm   | 78,301 mm   |
| Průměr základní kružnice                 | d <sub>b</sub>   | 43,414 mm   | 78,558 mm   |
| Pracovní roztečný průměr                 | d <sub>w</sub>   | 46,271 mm   | 83,729 mm   |
| Šířka ozubení                            | b                | 13,000 mm   | 13,000 mm   |
| Šířkový poměr                            | b <sub>r</sub>   | 0,4329 ul   | 0,2392 ul   |
| Výška hlavy zubu                         | a*               | 1,0000 ul   | 1,0000 ul   |
| Hlavová vůle                             | c*               | 0,2500 ul   | 0,2500 ul   |
| Zaoblení paty                            | r <sub>f</sub> * | 0,3500 ul   | 0,3500 ul   |
| Tloušťka zubu                            | s                | 3,456 mm    | 3,529 mm    |
| Čelní tloušťka zubu                      | s <sub>t</sub>   | 3,456 mm    | 3,529 mm    |
| Tloušťka zubu na těživě                  | t <sub>c</sub>   | 3,052 mm    | 3,116 mm    |
| Výška hlavy zubu nad těživou             | a <sub>c</sub>   | 1,644 mm    | 1,733 mm    |
| Rozměr přes zuby                         | W                | 16,884 mm   | 30,466 mm   |
| Rozměr přes zuby                         | z <sub>w</sub>   | 3,000 ul    | 5,000 ul    |
| Rozměr přes válečky (kuličky)            | M                | 51,997 mm   | 89,727 mm   |
| Průměr válečku (kuličky)                 | d <sub>M</sub>   | 4,000 mm    | 4,000 mm    |
| Mezní úchylka sklonu zubu                | F <sub>β</sub>   | 0,0100 mm   | 0,0110 mm   |
| Mezní obvodové házení ozubení            | F <sub>r</sub>   | 0,0170 mm   | 0,0210 mm   |
| Mezní úchylka čelní rozteče              | f <sub>pt</sub>  | 0,0075 mm   | 0,0085 mm   |
| Mezní úchylka základní rozteče           | f <sub>pb</sub>  | 0,0070 mm   | 0,0080 mm   |
| Náhradní počet zubů                      | z <sub>v</sub>   | 21,000 ul   | 38,000 ul   |
| Virtuální roztečný průměr                | d <sub>n</sub>   | 46,200 mm   | 83,600 mm   |
| Virtuální hlavový průměr                 | d <sub>an</sub>  | 50,599 mm   | 88,200 mm   |
| Virtuální průměr základní kružnice       | d <sub>bn</sub>  | 43,414 mm   | 78,558 mm   |
| Jednotková korekce bez zúžení            | x <sub>z</sub>   | 0,4263 ul   | -0,0979 ul  |
| Jednotková korekce bez podříznutí        | x <sub>p</sub>   | -0,2086 ul  | -1,2029 ul  |
| Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím | x <sub>d</sub>   | -0,3785 ul  | -1,3728 ul  |
| Snížení hlavy zubu                       | k                | 0,0003 ul   | 0,0003 ul   |
| Jednotková šířka hlavy zubu              | s <sub>a</sub>   | 0,7010 ul   | 0,7475 ul   |
| Hlavový úhel profilu                     | α <sub>a</sub>   | 30,9073 deg | 27,0407 deg |



**Zatížení**

|                   |          | Kolo 1        | Kolo 2      |
|-------------------|----------|---------------|-------------|
| Výkon             | P        | 131,711 kW    | 129,077 kW  |
| Otáčky            | n        | 10750,00 rpm  | 5940,79 rpm |
| Krouticí moment   | T        | 117,000 N m   | 207,480 N m |
| Účinnost          | $\eta$   | 0,980 ul      |             |
| Radiální síla     | $F_r$    | 1864,755 N    |             |
| Obvodová síla     | $F_t$    | 5057,143 N    |             |
| Axiální síla      | $F_a$    | 0,000 N       |             |
| Normální síla     | $F_n$    | 5389,991 N    |             |
| Obvodová rychlost | v        | 26,005 mps    |             |
| Rezonanční otáčky | $n_{E1}$ | 27261,941 rpm |             |

**Materiál**

|  |                 | Kolo 1       | Kolo 2       |
|--|-----------------|--------------|--------------|
|  |                 | CSN 16526    | CSN 16526    |
| Mez pevnosti v tahu                      | $S_u$           | 1130 MPa     | 1130 MPa     |
| Mez kluzu v tahu                         | $S_y$           | 885 MPa      | 885 MPa      |
| Modul pružnosti v tahu                   | E               | 206000 MPa   | 206000 MPa   |
| Poissonova konstanta                     | $\mu$           | 0,300 ul     | 0,300 ul     |
| Mez únavy v ohybu                        | $\sigma_{Flim}$ | 740,0 MPa    | 740,0 MPa    |
| Mez únavy v dotyku                       | $\sigma_{Hlim}$ | 1330,0 MPa   | 1330,0 MPa   |
| Tvrdost v jádře zubu                     | JHV             | 210 ul       | 210 ul       |
| Tvrdost na boku zubu                     | VHV             | 650 ul       | 650 ul       |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu  | $N_{Flim}$      | 3000000 ul   | 3000000 ul   |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku | $N_{Hlim}$      | 100000000 ul | 100000000 ul |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb       | $q_F$           | 9,0 ul       | 9,0 ul       |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk      | $q_H$           | 10,0 ul      | 10,0 ul      |
| Zpracování materiálu                     | tvar            | 4 ul         | 4 ul         |

**Výpočet pevnosti****Součinitelé přidavných zatížení**

|  |              |          |          |
|--|--------------|----------|----------|
| Součinitel vnějších dynamických sil          | $K_A$        | 1,100 ul |          |
| Součinitel vnitřních dynamických sil         | $K_{Hv}$     | 1,375 ul | 1,375 ul |
| Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce      | $K_{H\beta}$ | 1,187 ul | 1,161 ul |
| Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů | $K_{Ho}$     | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel jednorázového přetížení           | $K_{AS}$     | 1,100 ul |          |

**Součinitelé pro dotyk**

|                                    |       |            |
|------------------------------------|-------|------------|
| Součinitel mechanických vlastností | $Z_E$ | 189,812 ul |
|------------------------------------|-------|------------|

|   |                 |          |          |
|---|-----------------|----------|----------|
| Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů | $Z_H$           | 2,478 ul |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Z_\varepsilon$ | 0,890 ul |          |
| Součinitel jednopárového záběru         | $Z_B$           | 1,056 ul | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Z_N$           | 1,315 ul | 1,396 ul |
| Součinitel maziva                       | $Z_L$           | 0,967 ul |          |
| Součinitel výchozí drsnosti zubů        | $Z_R$           | 1,000 ul |          |
| Součinitel obvodové rychlosti           | $Z_v$           | 1,063 ul |          |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Z_\beta$       | 1,000 ul |          |
| Součinitel velikosti                    | $Z_x$           | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel párování materiálu           | $Z_w$           | 1,000 ul |          |

### Součinitelé pro ohyb

|   |                 |          |          |
|---|-----------------|----------|----------|
| Součinitel tvaru zubu                   | $Y_{Fa}$        | 2,781 ul | 2,397 ul |
| Součinitel koncentrace napětí           | $Y_{Sa}$        | 1,502 ul | 1,580 ul |
| Součinitel přídavného vrubu v patě zubu | $Y_{Sag}$       | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Y_\beta$       | 1,000 ul |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Y_\varepsilon$ | 0,692 ul |          |
| Součinitel střídavého zatížení          | $Y_A$           | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel technologie výroby           | $Y_T$           | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Y_N$           | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel vrubové citlivosti           | $Y_\delta$      | 1,271 ul | 1,286 ul |
| Součinitel velikosti                    | $Y_x$           | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel drsnosti povrchu             | $Y_R$           | 1,000 ul |          |

### Výsledky

|                                 |           |               |          |
|---------------------------------|-----------|---------------|----------|
| Součinitel bezpečnosti v dotyku | $S_H$     | 1,092 ul      | 1,224 ul |
| Součinitel bezpečnosti v ohybu  | $S_F$     | 1,773 ul      | 1,979 ul |
| Statická bezpečnost v dotyku    | $S_{Hst}$ | 1,579 ul      | 1,668 ul |
| Statická bezpečnost v ohybu     | $S_{Fst}$ | 3,489 ul      | 3,847 ul |
| Kontrolní výpočet               |           | <b>Kladný</b> |          |



## Výpočet ozubených kol 4. převodového stupně

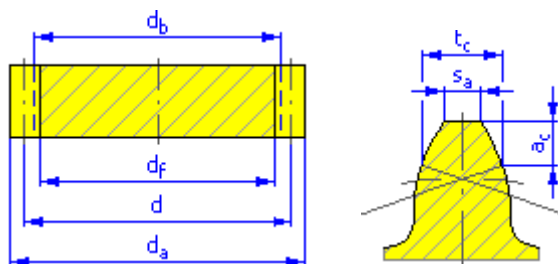
### Společné parametry

|                                |               |             |
|--------------------------------|---------------|-------------|
| Převodový poměr                | i             | 1,4583 ul   |
| Požadovaný převodový poměr     | $i_{in}$      | 1,4869 ul   |
| Modul                          | m             | 2,200 mm    |
| Úhel sklonu                    | $\beta$       | 0,0000 deg  |
| Úhel profilu                   | $\alpha$      | 20,0000 deg |
| Vzdálenost os                  | $a_w$         | 65,000 mm   |
| Roztečná vzdálenost os         | a             | 64,900 mm   |
| Celková jednotková korekce     | $\Sigma x$    | 0,0457 ul   |
| Rozteč zubů                    | p             | 6,912 mm    |
| Základní rozteč                | $p_{tb}$      | 6,495 mm    |
| Provozní úhel záběru           | $\alpha_w$    | 20,2408 deg |
| Součinitel trvání záběru       | $\varepsilon$ | 1,6328 ul   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_x$         | 0,0110 mm   |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | $f_y$         | 0,0055 mm   |

### Kola

|                               |         | Kolo 1     | Kolo 2     |
|-------------------------------|---------|------------|------------|
| Typ modelu                    |         | Komponenta | Komponenta |
| Počet zubů                    | z       | 24 ul      | 35 ul      |
| Jednotkové posunutí           | x       | 0,0000 ul  | 0,0457 ul  |
| Průměr roztečné kružnice      | d       | 52,800 mm  | 77,000 mm  |
| Průměr hlavové kružnice       | $d_a$   | 57,199 mm  | 81,600 mm  |
| Průměr patní kružnice         | $d_f$   | 47,300 mm  | 71,701 mm  |
| Průměr základní kružnice      | $d_b$   | 49,616 mm  | 72,356 mm  |
| Pracovní roztečný průměr      | $d_w$   | 52,881 mm  | 77,119 mm  |
| Šířka ozubení                 | b       | 13,000 mm  | 13,000 mm  |
| Šířkový poměr                 | $b_f$   | 0,3788 ul  | 0,2597 ul  |
| Výška hlavy zubu              | $a^*$   | 1,0000 ul  | 1,0000 ul  |
| Hlavová vůle                  | $c^*$   | 0,2500 ul  | 0,2500 ul  |
| Zaoblení paty                 | $r_f^*$ | 0,3500 ul  | 0,3500 ul  |
| Tloušťka zubu                 | s       | 3,456 mm   | 3,529 mm   |
| Čelní tloušťka zubu           | $s_t$   | 3,456 mm   | 3,529 mm   |
| Tloušťka zubu na těživě       | $t_c$   | 3,052 mm   | 3,116 mm   |
| Výška hlavy zubu nad těživou  | $a_c$   | 1,644 mm   | 1,733 mm   |
| Rozměr přes zuby              | W       | 16,976 mm  | 30,373 mm  |
| Rozměr přes zuby              | $z_w$   | 3,000 ul   | 5,000 ul   |
| Rozměr přes válečky (kuličky) | M       | 58,757 mm  | 83,187 mm  |

|  |            |             |             |
|--|------------|-------------|-------------|
| Průměr válečku (kuličky)                 | $d_M$      | 4,000 mm    | 4,000 mm    |
| Mezní úchylka sklonu zubu                | $F_\beta$  | 0,0110 mm   | 0,0110 mm   |
| Mezní obvodové házení ozubení            | $F_r$      | 0,0210 mm   | 0,0210 mm   |
| Mezní úchylka čelní rozteče              | $f_{pt}$   | 0,0085 mm   | 0,0085 mm   |
| Mezní úchylka základní rozteče           | $f_{pb}$   | 0,0080 mm   | 0,0080 mm   |
| Náhradní počet zubů                      | $z_v$      | 24,000 ul   | 35,000 ul   |
| Virtuální roztečný průměr                | $d_n$      | 52,800 mm   | 77,000 mm   |
| Virtuální hlavový průměr                 | $d_{an}$   | 57,199 mm   | 81,600 mm   |
| Virtuální průměr základní kružnice       | $d_{bn}$   | 49,616 mm   | 72,356 mm   |
| Jednotková korekce bez zúžení            | $x_z$      | 0,3325 ul   | -0,0062 ul  |
| Jednotková korekce bez podříznutí        | $x_p$      | -0,3840 ul  | -1,0274 ul  |
| Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím | $x_d$      | -0,5540 ul  | -1,1974 ul  |
| Snížení hlavy zubu                       | $k$        | 0,0003 ul   | 0,0003 ul   |
| Jednotková šířka hlavy zubu              | $s_a$      | 0,7158 ul   | 0,7404 ul   |
| Hlavový úhel profilu                     | $\alpha_a$ | 29,8391 deg | 27,5361 deg |



## Zatížení

|                   |          | Kolo 1        | Kolo 2      |
|-------------------|----------|---------------|-------------|
| Výkon             | P        | 131,711 kW    | 129,077 kW  |
| Otáčky            | n        | 10750,00 rpm  | 7371,43 rpm |
| Krouticí moment   | T        | 117,000 N m   | 167,213 N m |
| Účinnost          | $\eta$   | 0,980 ul      |             |
| Radiální síla     | $F_r$    | 1631,661 N    |             |
| Obvodová síla     | $F_t$    | 4425,000 N    |             |
| Axiální síla      | $F_a$    | 0,000 N       |             |
| Normální síla     | $F_n$    | 4716,242 N    |             |
| Obvodová rychlost | v        | 29,719 mps    |             |
| Rezonanční otáčky | $n_{E1}$ | 22192,818 rpm |             |

## Materiál

|                        |       | Kolo 1     | Kolo 2     |
|------------------------|-------|------------|------------|
|                        |       | CSN 16526  | CSN 16526  |
| Mez pevnosti v tahu    | $S_u$ | 1130 MPa   | 1130 MPa   |
| Mez kluzu v tahu       | $S_y$ | 885 MPa    | 885 MPa    |
| Modul pružnosti v tahu | E     | 206000 MPa | 206000 MPa |

|  |                        |              |              |
|--|------------------------|--------------|--------------|
| Poissonova konstanta                     | $\mu$                  | 0,300 ul     | 0,300 ul     |
| Mez únavy v ohybu                        | $\sigma_{\text{Flim}}$ | 740,0 MPa    | 740,0 MPa    |
| Mez únavy v dotyku                       | $\sigma_{\text{Hlim}}$ | 1330,0 MPa   | 1330,0 MPa   |
| Tvrдость v jádře zubu                    | JHV                    | 210 ul       | 210 ul       |
| Tvrдость na boku zubu                    | VHV                    | 650 ul       | 650 ul       |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu  | $N_{\text{Flim}}$      | 3000000 ul   | 3000000 ul   |
| Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku | $N_{\text{Hlim}}$      | 100000000 ul | 100000000 ul |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb       | $q_F$                  | 9,0 ul       | 9,0 ul       |
| Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk      | $q_H$                  | 10,0 ul      | 10,0 ul      |
| Zpracování materiálu                     | tvar                   | 4 ul         | 4 ul         |

## Výpočet pevnosti

### Součinitelé přidavných zatížení

|  |               |          |          |
|--|---------------|----------|----------|
| Součinitel vnějších dynamických sil          | $K_A$         | 1,100 ul |          |
| Součinitel vnitřních dynamických sil         | $K_{Hv}$      | 1,511 ul | 1,511 ul |
| Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce      | $K_{H\beta}$  | 1,203 ul | 1,174 ul |
| Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů | $K_{H\alpha}$ | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel jednorázového přetížení           | $K_{AS}$      | 1,100 ul |          |

### Součinitelé pro dotyk

|   |              |            |          |
|---|--------------|------------|----------|
| Součinitel mechanických vlastností      | $Z_E$        | 189,812 ul |          |
| Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů | $Z_H$        | 2,478 ul   |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Z_\epsilon$ | 0,888 ul   |          |
| Součinitel jednopárového záběru         | $Z_B$        | 1,034 ul   | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Z_N$        | 1,315 ul   | 1,366 ul |
| Součinitel maziva                       | $Z_L$        | 0,967 ul   |          |
| Součinitel výchozí drsnosti zubů        | $Z_R$        | 1,000 ul   |          |
| Součinitel obvodové rychlosti           | $Z_v$        | 1,068 ul   |          |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Z_\beta$    | 1,000 ul   |          |
| Součinitel velikosti                    | $Z_x$        | 1,000 ul   | 1,000 ul |
| Součinitel párování materiálu           | $Z_w$        | 1,000 ul   |          |

### Součinitelé pro ohyb

|   |              |          |          |
|---|--------------|----------|----------|
| Součinitel tvaru zubu                   | $Y_{Fa}$     | 2,680 ul | 2,428 ul |
| Součinitel koncentrace napětí           | $Y_{Sa}$     | 1,521 ul | 1,571 ul |
| Součinitel přidavného vrubu v patě zubu | $Y_{Sag}$    | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel sklonu zubu                  | $Y_\beta$    | 1,000 ul |          |
| Součinitel délky dotyku                 | $Y_\epsilon$ | 0,690 ul |          |
| Součinitel střídavého zatížení          | $Y_A$        | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel technologie výroby           | $Y_T$        | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel životnosti                   | $Y_N$        | 1,000 ul | 1,000 ul |

|                               |              |          |          |
|-------------------------------|--------------|----------|----------|
| Součinitel vrubové citlivosti | $Y_{\delta}$ | 1,273 ul | 1,284 ul |
| Součinitel velikosti          | $Y_x$        | 1,000 ul | 1,000 ul |
| Součinitel drsnosti povrchu   | $Y_R$        | 1,000 ul |          |

## Výsledky

|                                 |           |               |          |
|---------------------------------|-----------|---------------|----------|
| Součinitel bezpečnosti v dotyku | $S_H$     | 1,167 ul      | 1,253 ul |
| Součinitel bezpečnosti v ohybu  | $S_F$     | 1,878 ul      | 2,025 ul |
| Statická bezpečnost v dotyku    | $S_{Hst}$ | 1,679 ul      | 1,736 ul |
| Statická bezpečnost v ohybu     | $S_{Fst}$ | 3,688 ul      | 3,941 ul |
| Kontrolní výpočet               |           | <b>Kladný</b> |          |